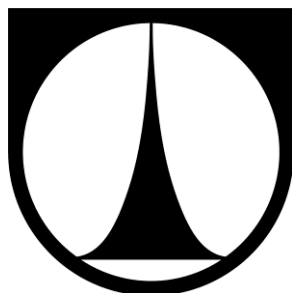


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



**ZDVIHACÍ ZAŘÍZENÍ PRO MANIPULACI S VOZIDLEM V
LABORATOŘI POWERTRAIN**

LIFTING MECHANISM FOR VEHICLE MANIPULATION IN
POWERTRAIN LABORATORY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

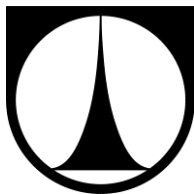
Martin Dvořák

Květen 2013

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Obor 2302R022

Stroje a zařízení

Zaměření

Dopravní stroje a zařízení

**ZDVIHACÍ ZAŘÍZENÍ PRO MANIPULACI S VOZIDLEM V
LABORATOŘI POWERTRAIN**

LIFTING MECHANISM FOR VEHICLE MANIPULATION IN
POWERTRAIN LABORATORY

Bakalářská práce

KVM – BP – 286

Martin Dvořák

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Robert Voženílek, Ph.D.

Konzultant bakalářské práce: Ing. Aleš Dittrich

Počet stran: 54

Počet obrázků: 40

Počet příloh: 2

Počet výkresů: 2

Květen 2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: **Martin DVOŘÁK**

Studijní program: **B2341 Strojírenství**

Obor: **2302R022 Stroje a zařízení**

Zaměření: **Dopravní stroje a zařízení**

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářská práce na téma:

ZDVIHACÍ ZAŘÍZENÍ PRO MANIPULACI S VOZIDLEM V LABORATOŘI POWERTRAIN

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle bakalářské práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Provedte rozbor zdvihacích zařízení pro vozidla, která by byla svým principem použitelná v prostorách nové laboratoře POWERTRAIN.
2. Provedte konstrukční návrh vlastního zdvihacího zařízení pro vozidla použitelného v prostorách této laboratoře.
3. Provedte pevnostní kontrolu vybraných součástí navrženého zdvihacího zařízení.
4. Cílem bakalářské práce je využití výsledků pro rozvoj Laboratoře pohonných jednotek.



Forma zpracování bakalářské práce:

Průvodní zpráva - v rozsahu cca 40 stran textu, vč. příloh.

Rozsah grafických prací: výkres sestavy modelu zařízení a výrobní výkresy vybraných součástí.

Text celé bakalářské práce včetně příloh a výkresů bude v elektronické formě přiložen na CD nosiči k tištěnému svazku originálu bakalářské práce.

Seznam literatury (uvedte doporučenou odbornou literaturu):

1.) PEŠÍK, L.: Části strojů, 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4.

2.) PEŠÍK, L.: Části strojů, 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Robert Voženílek, Ph.D. - TU v Liberci, KVM

Konzultant bakalářské práce: Ing. Aleš Dittrich - TU v Liberci, KVM



Ing. Robert Voženílek, Ph.D.

vedoucí katedry



doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.

děkan

V Liberci dne 1. 2. 2013

Platnost zadání bakalářské práce je 15 měsíců od výše uvedeného data (v uvedené lhůtě je třeba podat přihlášku ke SZZ). Termíny odevzdání bakalářské práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.



Zařízení pro manipulaci s vozidlem v laboratoři POWERTRAIN

Anotace

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem mobilního zdvihacího zařízení pro potřeby zvedání vozidla v laboratoři POWERTRAIN. V úvodu práce jsou krátce popsány různé typy potenciálně vhodných zařízení pro použití v těchto podmínkách. Hlavní část práce je věnována konstrukčnímu návrhu vlastního zdvihacího zařízení. Dále je proveden návrh rozměrových a materiálových parametrů hlavních částí zařízení, který je doplněn pevnostním výpočtem. Součástí práce je výkresová dokumentace sestavy modelu zařízení a vybraných dílů.

Klíčová slova:

zdvihací zařízení; vozidlo; laboratoř POWERTRAIN; konstrukce

Lifting mechanism for vehicle manipulation in POWERTRAIN laboratory

Annotation

This bachelor thesis deals with design of mobile car lifting device for lifting vehicle in POWERTRAIN laboratory. At the beginning of the work, different types of potentially suitable devices for use in these conditions, are briefly described. The main part of the work is devoted to engineering design of own car lifting device. Furthermore, the design of dimensional and material parameters of the main parts, which is accompanied by strength calculation, is made. The drawing documentation of assembly device and selected parts is included in the work.

Key words:

lifting device; vehicle; POWERTRAIN laboratory; construction

Desetinné třídění: (621.87 - Zařízení pro manipulaci s vozidlem v laboratoři POWERTRAIN)

Zpracovatel: TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno : 2013

Archivní označení zprávy:

Prohlášení k využívání výsledků bakalářské práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

V Liberci dne 21. května 2013

.....

Martin Dvořák

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Ing. Robertu Voženílkovi, Ph.D. za odborné vedení, rady a věcné připomínky při tvorbě této bakalářské práce.

Seznam symbolů a jednotek

a	vzdálenost od působíště síly F_1 k bodu A	[mm]
A_M	čtvercová matice	[-]
A_M^{-1}	inverzní matice k matici A_M	[N]
b	délka základny nůžkového mechanismu	[mm]
b_1	maximální délka základny nůžkového mechanismu	[mm]
b_2	minimální délka základny nůžkového mechanismu	[mm]
b_m	sloupcová matice pravých stran rovnic statiky	[-]
b_p	délka pouzdra pro čep	[mm]
c	vzdálenost od působíště síly F_2 k bodu B	[mm]
c_1	minimální vzdálenost od působíště síly F_2 k bodu B	[mm]
c_2	maximální vzdálenost od působíště síly F_2 k bodu B	[mm]
$d_{\check{c}}$	průměr čepu	[mm]
d_{pist}	průměr pístu hydraulického válce	[mm]
F_1	zatížení levé strany nůžkového mechanismu	[N]
F_2	zatížení pravé strany nůžkového mechanismu	[N]
h	zdvih mechanismu	[mm]
h_{max}	hodnota maximálního zdvihu nůžkového mechanismu	[mm]
h_{min}	hodnota minimálního zdvihu nůžkového mechanismu	[mm]
l	délka ramene mechanismu	[mm]
l_h	vzdálenost mezi klouby E a F	[mm]
m	počet členů soustavy	[-]
M'_{4A}	ohybový moment v bodě A na členu 4 v lok. s. systému	[Nm]
M'_{4C}	ohybový moment v bodě C na členu 4 v lok. s. systému	[Nm]
M'_{4E}	ohybový moment v bodě E na členu 4 v lok. s. systému	[Nm]
M_{2A}	ohybový moment v bodě A na členu 2	[Nm]
M_{2B}	ohybový moment v bodě B na členu 2	[Nm]
M_o	ohybový moment	[Nm]
n	počet stupňů volnosti soustavy	[-]
N	normálová síla	[N]
$N_{4\text{max}}$	velikost maximální normálové síly na členu 4	[N]
NP	neznámé parametry	[-]
n_v	počet hydraulických válců	[-]

o	počet obecných vazeb	[-]
p	počet posuvných vazeb	[-]
p	jmenovitý tlak hydraulického válce	[MPa]
p_s	skutečný styčný tlak	[MPa]
p_{sDOV}	dovolený styčný tlak	[MPa]
r	počet rotačních vazeb	[-]
R_A	výsledná reakce působící v bodě A	[N]
R_{Ax}	složka reakce působící v bodě A v ose x	[N]
$R_{Axx'}$	složka síly R_{Ax} v ose x' lokálního souřadném systému	[N]
$R_{Axy'}$	složka síly R_{Ax} v ose y' lokálního souřadném systému	[N]
R_{Ay}	složka reakce působící v bodě A v ose y	[N]
$R_{Ayx'}$	složka síly R_{Ay} v ose x' lokálního souřadném systému	[N]
$R_{Ayy'}$	složka síly R_{Ay} v ose y' lokálního souřadném systému	[N]
R_B	výsledná reakce působící v bodě B	[N]
R_{By}	složka reakce působící v bodě B v ose y	[N]
R_C	výsledná reakce působící v bodě C	[N]
R_{Cx}	složka reakce působící v bodě C v ose x	[N]
$R_{Cxx'}$	složka síly R_{Cx} v ose x' lokálního souřadném systému	[N]
$R_{Cxy'}$	složka síly R_{Cx} v ose y' lokálního souřadném systému	[N]
R_{Cy}	složka reakce působící v bodě C v ose y	[N]
$R_{Cyx'}$	složka síly R_{Cy} v ose x' lokálního souřadném systému	[N]
$R_{Cyy'}$	složka síly R_{Cy} v ose y' lokálního souřadném systému	[N]
R_D	výsledná reakce působící v bodě D	[N]
R_{Dx}	složka reakce působící v bodě D v ose x	[N]
R_{Dy}	složka reakce působící v bodě D v ose y	[N]
R_E	výsledná reakce působící v bodě E	[N]
R_{Ex}	složka reakce působící v bodě E v ose x	[N]
$R_{Exx'}$	složka síly R_{Ex} v ose x' lokálního souřadném systému	[N]
$R_{Exy'}$	složka síly R_{Ex} v ose y' lokálního souřadném systému	[N]
R_{Ey}	složka reakce působící v bodě E v ose y	[N]
$R_{Eyx'}$	složka síly R_{Ey} v ose x' lokálního souřadném systému	[N]
$R_{Eyy'}$	složka síly R_{Ey} v ose y' lokálního souřadném systému	[N]
R_F	výsledná reakce působící v bodě F	[N]
R_{Fx}	složka reakce působící v bodě F v ose x	[N]

$R_{Fxx'}$	složka síly R_{Fx} v ose x' lokálního souřadném systému	[N]
$R_{Fxy'}$	složka síly R_{Fx} v ose y' lokálního souřadném systému	[N]
R_{Fy}	složka reakce působící v bodě F v ose y	[N]
$R_{Fyx'}$	složka síly R_{Fy} v ose x' lokálního souřadném systému	[N]
$R_{Fyy'}$	složka síly R_{Fy} v ose y' lokálního souřadném systému	[N]
R_G	výsledná reakce působící v bodě G	[N]
R_{Gx}	složka reakce působící v bodě G v ose x	[N]
R_{Gy}	složka reakce působící v bodě G v ose y	[N]
R_H	výsledná reakce působící v bodě H	[N]
R_{Hx}	složka reakce působící v bodě H v ose x	[N]
R_{Hy}	složka reakce působící v bodě H v ose y	[N]
R_I	výsledná reakce působící v bodě I	[N]
R_{Iy}	složka reakce působící v bodě I v ose x	[N]
R_J	výsledná reakce působící v bodě J	[N]
R_{Jx}	složka reakce působící v bodě J v ose x	[N]
$R_{Jxx'}$	složka síly R_{Jx} v ose x' lokálního souřadném systému	[N]
$R_{Jxy'}$	složka síly R_{Jx} v ose y' lokálního souřadném systému	[N]
R_{Jy}	složka reakce působící v bodě J v ose y	[N]
$R_{Jyx'}$	složka síly R_{Jy} v ose x' lokálního souřadném systému	[N]
$R_{Jyy'}$	složka síly R_{Jy} v ose y' lokálního souřadném systému	[N]
$S_{\check{c}}$	plocha průřezu čepu	[mm ²]
S_n	plocha průřezu profilu ramene mechanismu	[mm ²]
S_p	plocha pístu hydraulického válce	[mm ²]
T	tečná síla	[N]
v	počet valivých vazeb	[-]
W_{oy}	průřezový modul v ohybu k ose y	[mm ³]
x	délka přímočarého hydraulického válce	[mm]
x_1	délka hydraulického válce se zasunutou pístnicí	[mm]
x_2	délka hydraulického válce s vysunutou pístnicí	[mm]
x_m	sloupcová matice reakčních sil mechanismu	[-]
z	zdvih hydraulického válce	[mm]
α	úhel sklonu ramene mechanismu	[°]
α_1	úhel sklonu ramene mechanismu při minimálním zdvihu	[°]
α_2	úhel sklonu ramene mechanismu při maximálním zdvihu	[°]

β	úhel sklonu hydraulického válce	[°]
β_1	úhel sklonu hydraulického válce při minimálním zdvihu	[°]
β_2	úhel sklonu hydraulického válce při maximálním zdvihu	[°]
ΔV_h	rozdíl objemu oleje v hydraulických válcích při min a max z	[m ³]
μ	počet neznámých parametrů	[-]
ν	počet použitelných rovnic	[-]
ΣF_x	suma sil působících v ose x	[N]
ΣF_y	suma sil působících v ose y	[N]
ΣM	suma momentů	[Nm]
σ_n	skutečné normálové napětí	[MPa]
σ_{nDOV}	dovolené normálové napětí	[MPa]
σ_o	skutečné napětí v ohybu	[MPa]
σ_{oDOV}	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
τ	skutečné napětí ve smyku	[MPa]
τ_{DOV}	dovolené napětí ve smyku	[MPa]

OBSAH

1	ÚVOD	14
2	PŘEHLED POUŽITELNÝCH ZDVIHACÍCH ZAŘÍZENÍ	15
2.1	MOSTOVÝ JEŘÁB S POUŽITÍM NOSNÉHO RÁMU	15
2.1.1	JEDNONOSNÍKOVÉ MOSTOVÉ JEŘÁBY	15
2.1.2	DVOUNOSNÍKOVÉ MOSTOVÉ JEŘÁBY	16
2.1.3	NOSNÝ RÁM	16
2.2	MOBILNÍ JEDNOSLOUPOVÁ ZDVIŽ	17
2.2.1	ELEKTROMECHANICKÝ POHON SLOUPOVÉ ZDVIŽE	18
2.2.2	ELEKTROHYDRAULICKÝ POHON SLOUPOVÉ ZDVIŽE	18
2.3	NŮŽKOVÁ ZDVIHACÍ PLOŠINA	19
2.3.1	ZÁKLADNÍ RÁM	19
2.3.2	HORNÍ LOŽNÝ RÁM	19
2.3.3	RAMENA NŮŽKOVÉHO MECHANISMU	20
2.3.4	POHONNÁ JEDNOTKA MECHANISMU	21
3	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ZDVIHACÍHO ZAŘÍZENÍ	22
3.1	VOLBA KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ	22
3.2	ROZBOR KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ	22
3.2.1	NOSNOST MECHANISMU	23
3.2.2	DÉLKA ZÁKLADNÍHO RÁMU	23
3.2.3	DÉLKA LOŽNÉ PLOCHY	23
3.2.4	MAXIMÁLNÍ VÝŠKA PLOŠINY VE SKLOPENÉM STAVU	23
3.2.5	MINIMÁLNÍ ZDVIH PLOŠINY	23
4	ZÁKLADNÍ ROZMĚROVÉ PARAMETRY	24
5	STATICKÝ ROZBOR NŮŽKOVÉHO MECHANISMU	25
5.1	STATICKÉ SCHÉMA MECHANISMU	25
5.1.1	KLASIFIKACE ČLENŮ	26
5.1.2	KLASIFIKACE VAZEB	26
5.2	URČENÍ POČTU STUPŇŮ VOLNOSTI SOUSTAVY	26
5.3	UVOLNĚNÍ JEDNOTLIVÝCH ČLENŮ SOUSTAVY A SESTAVENÍ PODMÍNEK STATICKÉ ROVNOVÁHY	27
5.3.1	ČLEN 2 - HORNÍ LOŽNÝ RÁM	27
5.3.2	ČLEN 3 - RAMENO	27

5.3.3	ČLEN 4 - RAMENO	28
5.3.4	ČLEN 5 - RAMENO	29
5.3.5	ČLEN 6 - RAMENO	29
5.3.6	ČLEN 7 - HYDRAULICKÝ VÁLEC	30
5.4	STATICKÝ ROZBOR.....	31
5.5	MATICOVÉ ŘEŠENÍ SOUSTAVY ROVNIC STATIKY	31
5.5.1	DOSAZENÍ DO MATICOVÉHO TVARU	31
5.5.2	VÝSLEDKY ŘEŠENÍ SOUSTAVY ROVNIC V MATICOVÉM TVARU ..	32
5.5.3	ZÁVISLOST ZATÍŽENÍ PŘÍMOČARÉHO HYDRAULICKÉHO VÁLCE NA ZDVIHU NŮŽKOVÉHO MECHANISMU	33
6	VNITŘNÍ STATICKÉ ÚČINKY	34
6.1	VSÚ NA ČLENU 4	34
6.1.1	SKUTEČNÁ ORIENTACE SIL NA ČLENU 4 DLE MATICOVÉHO VÝPOČTU	34
6.1.2	ROZKLAD SIL ČLENU 4 DO LOKÁLNÍHO SOUŘADNICOVÉHO SYSTÉMU (x', y', z').....	34
6.1.3	PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU NA ČLENU 4	35
6.1.4	VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY ČLENU 4	36
6.2	VSÚ NA ČLENU 7 (HYDRAULICKÝ VÁLEC)	36
6.2.1	SKUTEČNÁ ORIENTACE SIL NA ČLENU 7 DLE MATICOVÉHO VÝPOČTU	36
6.2.2	ROZKLAD SIL ČLENU 7 DO LOKÁLNÍHO SOUŘADNICOVÉHO SYSTÉMU (x', y', z').....	37
6.2.3	VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY ČLENU 7	37
6.3	VSÚ NA ČLENU 2 (HORNÍ LOŽNÝ RÁM)	38
6.3.1	SKUTEČNÁ ORIENTACE SIL NA ČLENU 2 DLE MATICOVÉHO VÝPOČTU	38
6.3.2	PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU NA ČLENU 2	38
6.3.3	VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY ČLENU 2	38
7	NÁVRH PROFILŮ NŮŽKOVÉ PLOŠINY	39
7.1	NÁVRH PROFILU RAMEN NŮŽKOVÉHO MECHANISMU	39
7.1.1	VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ	39
7.1.2	VÝPOČET NORMÁLOVÉHO NAPĚTÍ.....	40
7.2	VOLBA PROFILU HORNÍHO LOŽNÉHO RÁMU	40

7.2.1	VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ.....	41
8	NÁVRH PRŮMĚRU ČEPU RAMEN MECHANISMU.....	41
8.1	VÝPOČET SMYKOVÝCH SIL PŮSOBÍCÍCH NA ČEPY	41
8.2	NÁVRH PRŮMĚRU ČEPU	42
8.3	KONTROLA ČEPŮ NA STŘIH	42
8.3.1	KONTROLA ČEPU V MÍSTĚ F	42
8.3.2	KONTROLA ČEPU V MÍSTĚ H	43
8.4	KONTROLA ČEPŮ NA OTLAČENÍ	43
8.4.1	KONTROLA ČEPU V MÍSTĚ F	43
8.4.2	KONTROLA ČEPU V MÍSTĚ H	44
9	PARAMETRY HYDRAULICKÝCH VÁLCŮ.....	44
9.1	KINEMATICKÉ SCHÉMA PRO VÝPOČET ZDVIHU HYDROMOTORU	44
9.2	VÝPOČET ZDVIHU HYDRAULICKÝCH VÁLCŮ.....	45
9.3	VOLBA HYDRAULICKÉHO VÁLCE	45
9.3.1	VÝPOČET PRŮMĚRU PÍSTU HYDRAULICKÉHO VÁLCE.....	46
9.3.2	ROZMĚRY HYDRAULICKÉHO VÁLCE	47
9.3.3	OZNAČENÍ HYDRAULICKÉHO VÁLCE	47
10	PARAMETRY HYDRAULICKÉHO AGREGÁTU.....	48
10.1	VÝPOČET OBJEMU HYDRAULICKÉHO OLEJE PRO PLNÝ ZDVIH HYDROMOTORU	48
10.2	VOLBA HYDRAULICKÉHO AGREGÁTU	48
10.3	HYDRAULICKÝ OBVOD.....	49
11	KONSTRUKCE ZAŘÍZENÍ V 3D CAD PROGRAMU	50
12	ZÁVĚR.....	51
	Seznam použitých zdrojů.....	52
	Seznam příloh	54

1 ÚVOD

Hlavním cílem této bakalářské práce je návrh zařízení, které by bylo použitelné pro zdvihání a následnou manipulaci s vozidlem v laboratoři POWERTRAIN. Laboratoř POWERTRAIN je vybavena čtyřmi dynamometry pro měření charakteristik hnacího ústrojí vozidla s pohonem 4x4, kde jednotlivé dynamometry jsou připojeny přímo na hnací hřídele automobilu.

Z důvodu rozměrné prostorové zástavby laboratoře vyvstává problém při přemístění vozidla do měřicího prostoru dynamometrů. Smyslem této práce je rozbor možných řešení a návrh vhodného zařízení, které bude schopno vozidlo zdvihnout do výšky minimálně 1000 mm a následně bude možné pomocí tohoto mobilního zařízení vozidlo dopravit přes dynamometry do požadovaného prostoru.



Obr. 1 Fotografie laboratoře POWERTRAIN v průběhu výstavby.

2 PŘEHLED POUŽITELNÝCH ZDVIHACÍCH ZAŘÍZENÍ

V této kapitole jsou uvedena a krátce popsána možná řešení použitelných zdvihacích zařízení pro manipulaci s vozidlem v prostorách laboratoře POWERTRAIN.

2.1 MOSTOVÝ JEŘÁB S POUŽITÍM NOSNÉHO RÁMU

Jednou z vhodných alternativ je použití mostového jeřábu vybaveného nosným rámem. Mostový jeřáb je nejčastěji používaným manipulačním prostředkem ve výrobních halách a dílnách. Jeho pracovní pole je obdélníkové a nosná konstrukce má tvar mostu. Pracuje tak, že po zvýšené jeřábové dráze pojíždí jeřáb.

Po kolejích na hlavních nosnících mostu se pohybuje pojízdné zdvihadlo. Mostové jeřáby jsou operativní a k manipulaci využívají místo nad podlahou haly, tudíž nevádí ostatnímu provozu. Mezi hlavní výhody mostových jeřábů patří jednoduchost hlavní nosné konstrukce, vysoká nosnost a velká manipulační schopnost. Nevýhodou je nutnost zbudování rozměrné jeřábové dráhy, vyšší pořizovací cena a poměrná nestabilita zdviženého břemenem.

Mostové jeřáby se podle konstrukce rozdělují na:

- Jednonosníkové
- Dvounosníkové

2.1.1 JEDNONOSNÍKOVÉ MOSTOVÉ JEŘÁBY

Mají jeden hlavní nosník, uchycený ke dvěma příčnícím s pojezdovými koly. Kola normálního jeřábu pojíždí po kolejnici jeřábové dráhy, umístěné pod nimi. Podvěsný jeřáb je zavěšen pod jeřábovou dráhou a kola pojíždějí po spodní přírubě nosníku. Zdvihací zařízení je podvěsný kladkostroj.



Obr. 2 Jednonosníkový mostový jeřáb. [8]

2.1.2 DVOUNOSNÍKOVÉ MOSTOVÉ JEŘÁBY

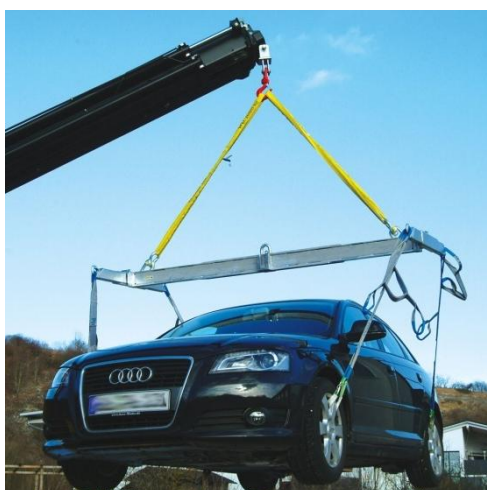
Mají dva hlavní nosníky pro zdvihací zařízení. To může mít místo běžného vybavení zvedací zařízením s hákem nebo speciální zařízení pro uchycení předmětu.



Obr. 3 Dvounosníkový mostový jeřáb. [9]

2.1.3 NOSNÝ RÁM

V případě zdvihání vozidla mostovým jeřábem je třeba využít nosného rámu. Automobil je na rám zavěšen pomocí popruhů uchycených ke kolu nebo popruhy podvlečenými pod vozidlem.



Obr. 4 Zvedání vozidla s využitím nosného rámu. [10]

2.2 MOBILNÍ JEDNOSLOUPOVÁ ZDVIŽ

Pro manipulaci v tomto konkrétním případě by se mohla uplatnit mobilní jednosloupová zdviž. Tento typ jednosloupové zdviže se skládá z jednoho ocelového sloupu orientovaného kolmo k pevné podlaze umístěného na pojízdném podvozku. Na ocelovém sloupu se vertikálně pohybuje vlastní nosná konstrukce zdviže. Nosná konstrukce zdviže je opatřena čtyřmi stavitelnými otočnými rameny pro uchycení za nosné body karoserie vozidla. Pohyb zajišťuje hnací mechanismus, který převádí pohyb elektromotoru na přímočarý pohyb nosné konstrukce. Za hlavní výhody této zdviže lze považovat snadnou obsluhu a úsporu pracovního místa z důvodu menších rozměrů. Nevýhodami je nižší nosnost a nepřístupnost některých částí zdvihaného vozidla.



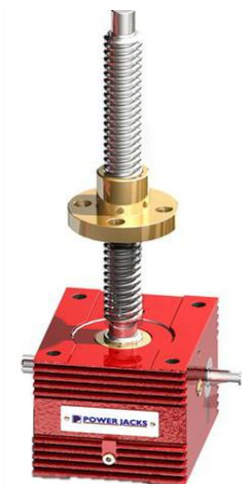
Obr. 5 Mobilní jednosloupová zdviž. [11]

Pro pohyb nosného rámu se používají dva základní pohony:

- elektromechanický
- elektrohydraulický

2.2.1 ELEKTROMECHANICKÝ POHON SLOUPOVÉ ZDVIŽE

Vertikální pohyb nosného rámu zajišťuje pohybový šroub a nosná matice. Pohybový šroub je uložen v základním ocelovém sloupu v ložiskách. Nosná matice je pevně připojena k nosnému rámu. Otáčení hřídele elektromotoru je přes převody přeneseno na pohybový šroub, kde rotační pohyb pohybového šroubu způsobuje přímočarý pohyb nosné matice. Aretace zvedáku je zajištěna samosvorností závitů pohybového šroubu. Mezi největší nevýhody elektromechanického pohonu patří vysoké mechanické zatížení pohybového šroubu a nosné matice.



Obr. 6 Pohybový šroub s nosnou maticí pro elektromechanický pohon. [12]

2.2.2 ELEKTHROHYDRAULICKÝ POHON SLOUPOVÉ ZDVIŽE

Zdvihání vlastní nosné konstrukce je prováděno využitím přímočarého hydraulického válce pomocí soustavy řetězů, kladek a ocelových lan. U jednosloupové zdviže je hydraulický válec umístěn ve vertikálním nosném sloupu.

Aretace elektrohydraulických zdviží je zajištěna mechanicky (ruční pákou), pneumaticky nebo elektromagneticky ovládanou západkou. Elektrohydraulický pohon se vyznačuje dosažením vyšší nosnosti zdviže a kratším časem zdvihu



Obr. 7 Část elektrohydraulického pohonu. [13]

2.3 NŮŽKOVÁ ZDVIHACÍ PLOŠINA

Uplatnění při zdvihání vozidla v prostorách laboratoře by našla vhodně konstrukčně řešená nůžková zdvihací plošina. Tyto plošiny (zdvíhací stoly) jsou nástrojem pro manipulaci s břemeny všeho druhu ve vertikálním směru při překonávání výškových rozdílů. Zdvíhací plošiny jsou neocenitelným pomocníkem a nacházejí široké uplatnění v různých oborech lidské činnosti. Zdvih plošiny může být až několik metrů, nosnost několik tun.

Mezi výhody nůžkových zdviží patří zejména menší prostorová náročnost v pohotovostním stavu. Dále je výhodou vysoká spolehlivost, nenáročná obsluha a nenáročná údržba. Nevýhodou je složitější konstrukce a zhoršený přístup ke spodní části zvedaného vozidla.

Hlavní části nůžkové zdvihací plošiny

- základní rám
- ramena nůžkového mechanismu
- horní ložný rám
- pohonná jednotka

2.3.1 ZÁKLADNÍ RÁM

Je základním nosným prvkem zdvihací plošiny. Může být opatřen pojezdovými koly, které umožní snadné přemístění plošiny. Základní rám bývá svařen z ocelových profilů a je opatřen kolejnicemi pro pojezdovou rolnu, uchycením pro čepy ramen popř. přímočarého hydromotoru.

2.3.2 HORNÍ LOŽNÝ RÁM

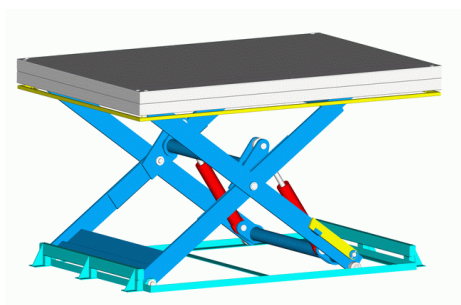
Umožňuje uložení manipulovaného předmětu. Bývá svařen z ocelových profilů, je opatřen kolejnicemi pro pojezdovou rolnu a uchycením pro čepy ramen.

2.3.3 RAMENA NŮŽKOVÉHO MECHANISMU

Dva páry ramen uprostřed své délky spojeny čepem. Na jednom konci je připevněna pojezdová rolka, na druhém konci se nachází náboj pro uchycení ramen k základnímu nebo hornímu ložnému rámu. Ramena mohou být vyrobena například z uzavřených ocelových profilů nebo dle zatížení i z plných profilů.

Dle pracovního zdvihu může být plošina:

- Jednonůžková
- Dvojnůžková
- Trojnůžková
- Vícenůžková
- Tandemová



Obr. 8 Jednonůžková zdvihací plošina. [14]



Obr. 9 Dvojnůžková zdv. plošina. [15]



Obr. 10 Tandemová zdvihací plošina. [16]

2.3.4 POHONNÁ JEDNOTKA MECHANISMU

Umožňuje polohování mechanismu ve vertikálním směru

Pohon může být zajištěn:

- přímočarým hydromotorem (nejběžnější alternativa)
- šroubem s trapézovým závitem + elektromotor
- pneumatickým pohonem
- tlačným řetězem



Obr. 11 Pohon hydromotorem. [17]



Obr. 12 Pohon trapézovým závitem. [18]



Obr. 13 Pneumatický pohon. [19]



Obr. 14 Pohon tlačným řetězem. [20]

3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ZDVIHACÍHO ZAŘÍZENÍ

3.1 VOLBA KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Po shrnutí všech potenciálně možných řešení pro manipulaci s vozidlem v již zmíněném prostředí je nutné vybrat nejvhodnější řešení. Z pohledu nejjednodušší konstrukce z navrhovaných řešení se jeví jako nejpříjemnější volba použití nůžkového zdvihacího mechanismu. Výhodou nůžkové zdviže jsou menší rozměry v pohotovostním stavu, vysoká spolehlivost, nenáročná obsluha a snadná údržba. Nůžková zdvižná plošina bude zároveň sloužit jako podpůrný rám vozidla při měření v laboratoři POWERTRAIN.



Obr. 15 Měření charakteristik hnacího ústrojí vozidla přímo z hnací hřídele. [21]

3.2 ROZBOR KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Dle předchozí podkapitoly je zvolena nůžková zdvižná plošina. Pohon je zvolen dvěma přímočarými hydraulickými válci, kde každý působí na jednu stranu mechanismu. Plošina je zvolena dvojnůžková pro zachování dostatečné stability při maximálním zdvihu. Konstrukce je z důvodu potřebné manipulace opatřena pojezdovými koly.

Základní požadované parametry nůžkové plošiny:

- Nosnost mechanismu
- Délka základního rámu
- Délka ložné plochy
- Maximální výška plošiny ve sklopeném stavu
- Minimální zdvih plošiny

3.2.1 NOSNOST MECHANISMU

Předpokladem je, že nůžková plošina nebude zdvihat těžší vozidlo než 2400kg.

K této hmotnosti je nutno připočíst i hmotnost samotných zdvihaných částí mechanismu. Uvažovaná hmotnost zdvihaných částí je 400kg. Celková hodnota zdvihané hmotnosti tedy činí 2800 kg. Vzhledem k faktu, že nůžkový mechanismus je symetrický, budou pro usnadnění všechny výpočty uvedeny pouze pro jednu stranu nůžkové plošiny. Zdvihaná hmotnost jedním párem nůžkové plošiny tedy bude 1400 kg. Rozložení hmotnosti vozidla se standardní koncepcí uložení motoru vpředu a hnané přední nápravy je přibližně 60:40 ve prospěch přední nápravy.

3.2.2 DÉLKA ZÁKLADNÍHO RÁMU

Pro možný průjezd nůžkové plošiny mezi dynamometry v prostorách laboratoře je nutno konstruovat základní rám na maximální šířku 1200 mm.

3.2.3 DÉLKA LOŽNÉ PLOCHY

Požadavkem na zdvihací plošinu je, aby byla schopna zdvihu jakéhokoli vozidla.

Vycházíme z rozměrů vozů Škody Citigo a Škody Superb Combi.

Délka podélného prahu Škody Citigo činí přibližně 1730 mm.

Délka podélného prahu Škody Superb Combi činí přibližně 2050 mm.

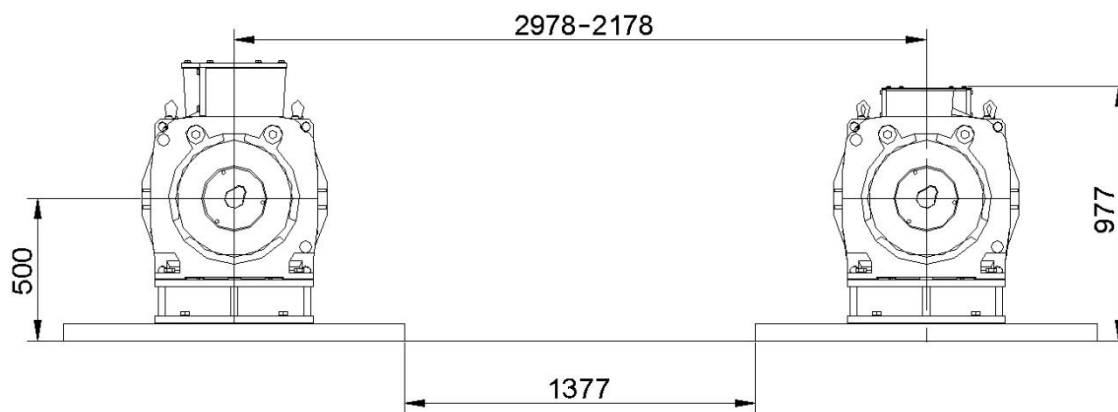
Podle těchto hodnot je zvolena délka ložné plochy nůžkové plošiny 1700 mm.

3.2.4 MAXIMÁLNÍ VÝŠKA PLOŠINY VE SKLOPENÉM STAVU

Pro použití plošiny jako podpůrného rámu v laboratoři je požadavek na maximální výšku plošiny ve sklopeném stavu 500mm.

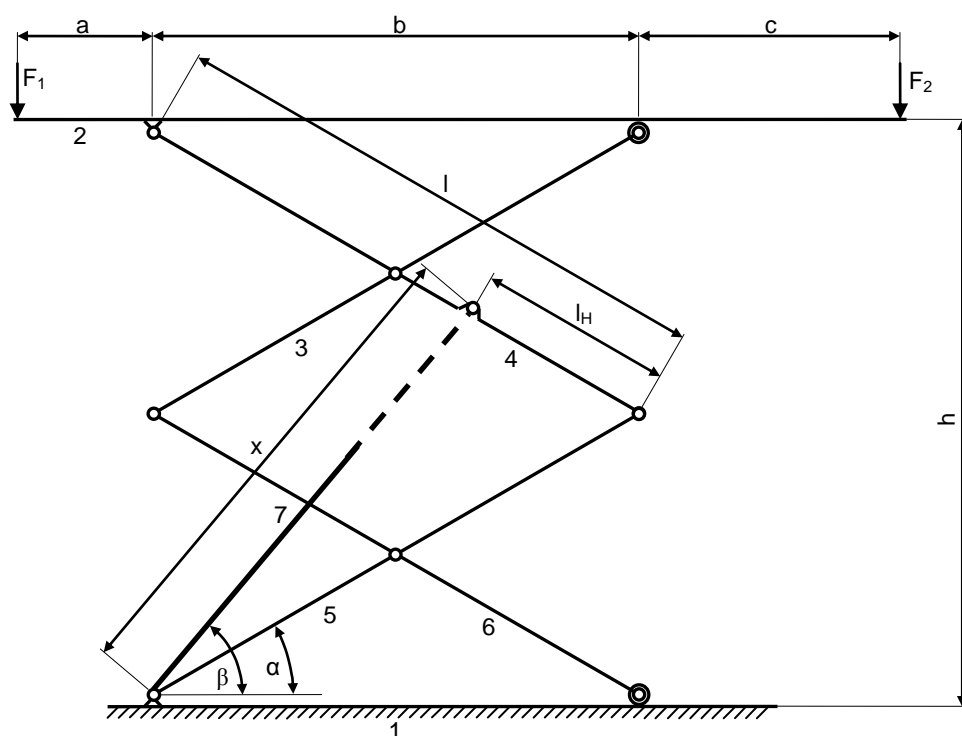
3.2.5 MINIMÁLNÍ ZDVIH PLOŠINY

Pro překonání výšky dynamometrů je třeba konstruovat nůžkový mechanismus na hodnotu, při které zdvihne plošina automobil minimálně 1000 mm nad úroveň podlahy laboratoře.



Obr. 16 Rozměry uspořádání dynamometrů v laboratoři POWERTRAIN.

4 ZÁKLADNÍ ROZMĚROVÉ PARAMETRY



Obr. 17 Základní schéma mechanismu se zakótovanými zákl. rozměry.

h - zdvih nůžkového mechanismu

α - úhel sklonu ramene mechanismu (úhel je proměnný se zdvihem plošiny)

- pro zdvih plošiny 250 mm odpovídá úhel sklonu ramene $\alpha_1=7,1^\circ$
- pro zdvih plošiny 1000 mm odpovídá úhel sklonu ramene $\alpha_2=30^\circ$

β - úhel sklonu hydraulického válce (úhel je proměnný se zdvihem plošiny)

- pro zdvih plošiny 250 mm je úhel sklonu hydraulického válce $\beta_1=7,1^\circ$
- pro zdvih plošiny 1000 mm je úhel sklonu hydraulického válce $\beta_2=7,1^\circ$

x - vzdálenost mezi oky hydraulického válce (závislá na zdvihu plošiny)

l - délka ramene mechanismu $l=1000$ mm

l_H - poloha uložení hydraulického válce $l_H=350$ mm

a - vzdálenost od působíště síly F_1 k uložení čepu horního ložného rámu $a=250$ mm

b - délka základny nůžkového mechanismu (závislá na zdvihu plošiny)

- pro zdvih plošiny 250 mm je délka základny $b_1=992$ mm
- pro zdvih plošiny 1000 mm je délka základny $b_2=866$ mm

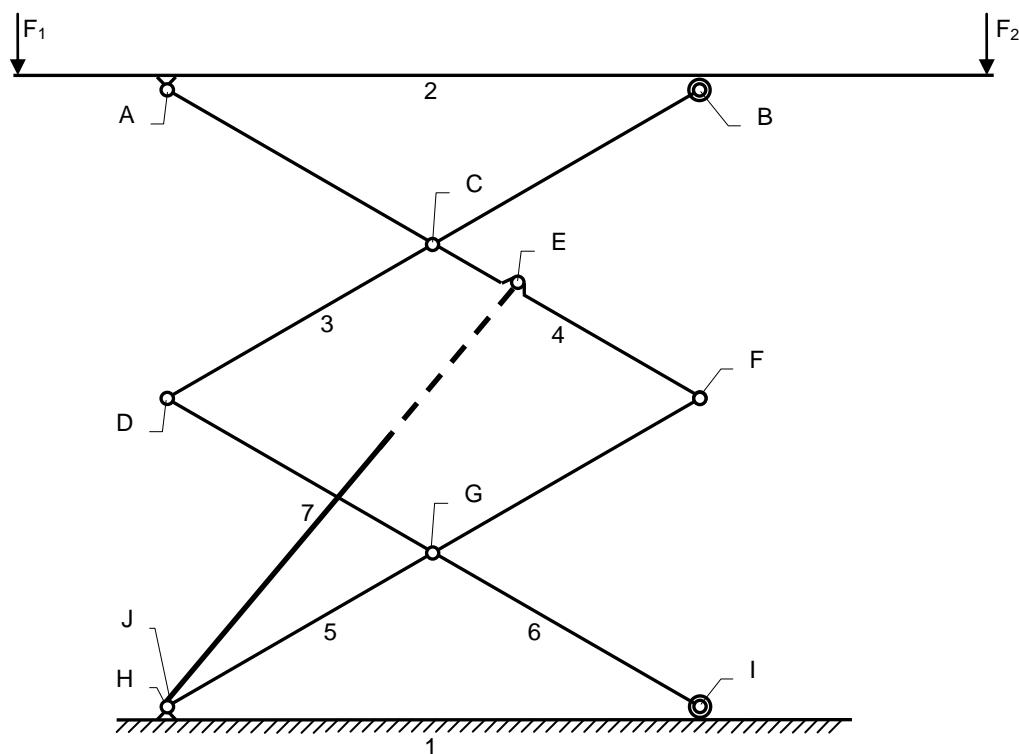
c - vzdálenost od působíště síly F_2 k bodu styku pojezdové rolny (závislá na zdvihu)

- pro zdvih plošiny 250 mm $c_1= 458$ mm
- pro zdvih plošiny 1000 mm $c_2= 584$ mm

5 STATICKÝ ROZBOR NŮŽKOVÉHO MECHANISMU

Jde o prostorový mechanismus. Jeho členy jsou uspořádány v rovnoběžných rovinách, proto řešíme jen polovinu mechanismu a soustavu pro zjednodušení řešíme jako rovinnou.

5.1 STATICKÉ SCHÉMA MECHANISMU



Obr. 18 Schéma nůžkového mechanismu.

5.1.1 KLASIFIKACE ČLENŮ

- 1 - základní rám
- 2 - horní ložný rám
- 3 - rameno
- 4 - rameno
- 5 - rameno
- 6 - rameno
- 7 - přímočarý hydraulický válec

5.1.2 KLASIFIKACE VAZEB

A,C,D,E,F,G,H,J - rotační vazby

B,I - valivá vazba (pro zjednodušení výpočtu nahrazena obecnou vazbou)

5.2 URČENÍ POČTU STUPŇŮ VOLNOSTI SOUSTAVY

$$n = 3(m - 1) - 2(r + p + v) - o \quad (1)$$

$$n = 3(7 - 1) - 2(8) - 2$$

$$n = 0$$

n - počet stupňů volnosti soustavy

m - počet členů soustavy

r - počet rotačních vazeb v soustavě

p - počet posuvných vazeb v soustavě

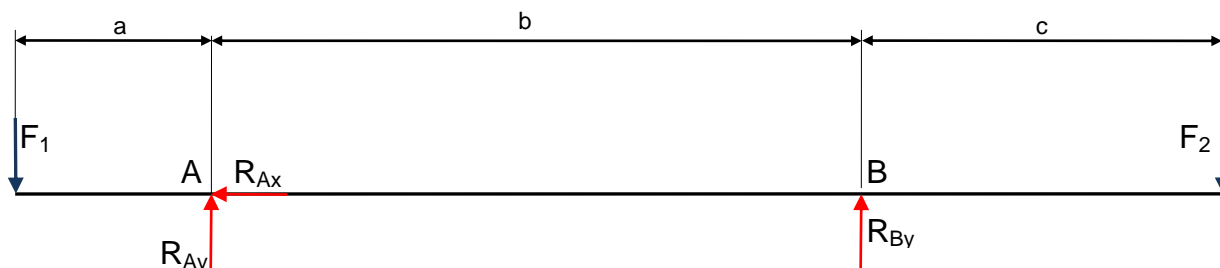
v - počet valivých vazeb v soustavě

o - počet obecných vazeb v soustavě

Z výpočtu vyplývá, že počet stupňů volnosti soustavy **n=0**. To znamená, že soustava je staticky určitá.

5.3 UVOLNĚNÍ JEDNOTLIVÝCH ČLENŮ SOUSTAVY A SESTAVENÍ PODMÍNEK STATICKÉ ROVNOVÁHY

5.3.1 ČLEN 2 - HORNÍ LOŽNÝ RÁM



Obr. 19 Rozložení sil na členu 2.

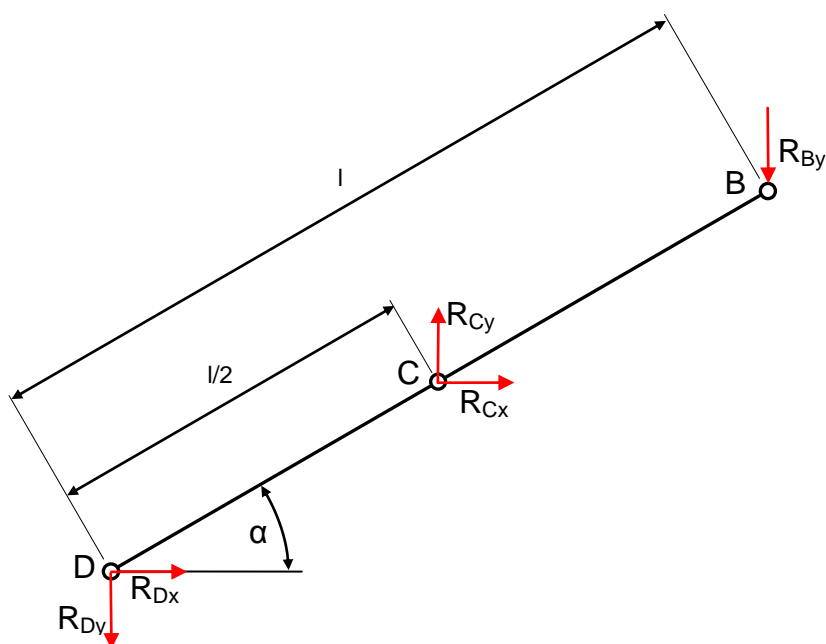
Podmínky statické rovnováhy členu 2:

$$\leftarrow \sum F_x = 0: R_{Ax} = 0 \text{ [N]} \quad (2)$$

$$\uparrow \sum F_y = 0: R_{Ay} - F_1 + R_{By} - F_2 = 0 \text{ [N]} \quad (3)$$

$$\curvearrowright \sum M_A = 0: F_2 \cdot (b + c) - F_1 \cdot (a) - R_{By} \cdot (b) = 0 \text{ [Nm]} \quad (4)$$

5.3.2 ČLEN 3 - RAMENO



Obr. 20 Rozložení sil na členu 3.

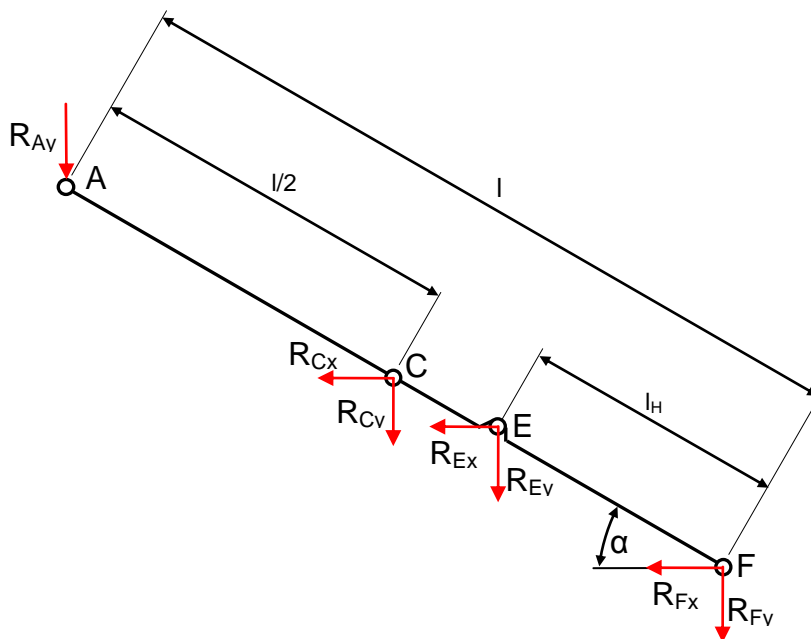
Podmínky statické rovnováhy členu 3:

$$\leftarrow \sum F_x = 0: -R_{Dx} - R_{Cx} = 0 [N] \quad (5)$$

$$\uparrow \sum F_y = 0: R_{Cy} - R_{By} - R_{Dy} = 0 [N] \quad (6)$$

$$\curvearrowright \sum M_D = 0: R_{By} \cdot \cos \alpha \cdot (l) - R_{Cy} \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{l}{2}\right) + R_{Cx} \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{l}{2}\right) = 0 [Nm] \quad (7)$$

5.3.3 ČLEN 4 - RAMENO



Obr. 21 Rozložení sil na členu 4.

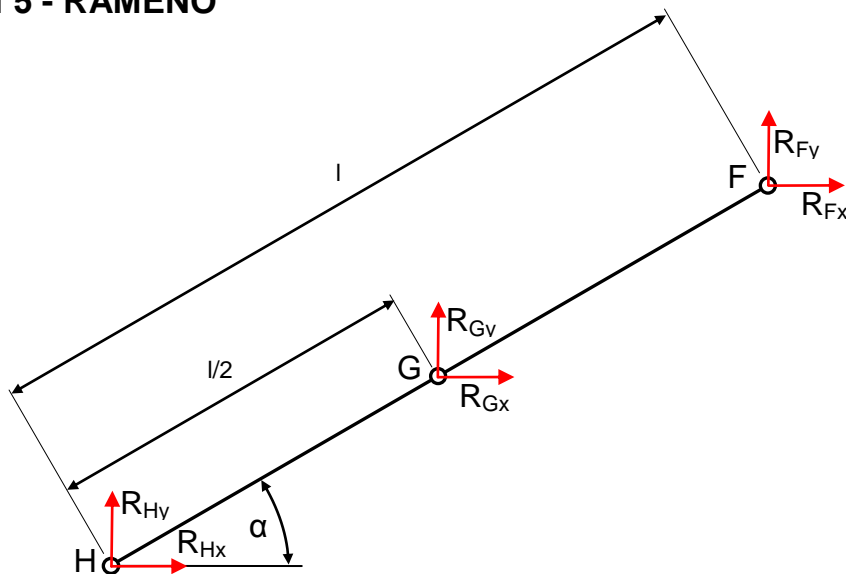
Podmínky statické rovnováhy členu 4:

$$\leftarrow \sum F_x = 0: R_{Cx} + R_{Ex} + R_{Fx} = 0 [N] \quad (8)$$

$$\uparrow \sum F_y = 0: -R_{Ay} - R_{Cy} - R_{Ey} - R_{Fy} = 0 [N] \quad (9)$$

$$\curvearrowright \sum M_F = 0: -R_{Cy} \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{l}{2}\right) - R_{Ay} \cdot \cos \alpha \cdot (l) - R_{Ey} \cdot \cos \alpha \cdot (l_H) - R_{Ex} \cdot \sin \alpha \cdot (l_H) - R_{Cx} \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{l}{2}\right) = 0 [Nm] \quad (10)$$

5.3.4 ČLEN 5 - RAMENO



Obr. 22 Rozložení sil na členu 5.

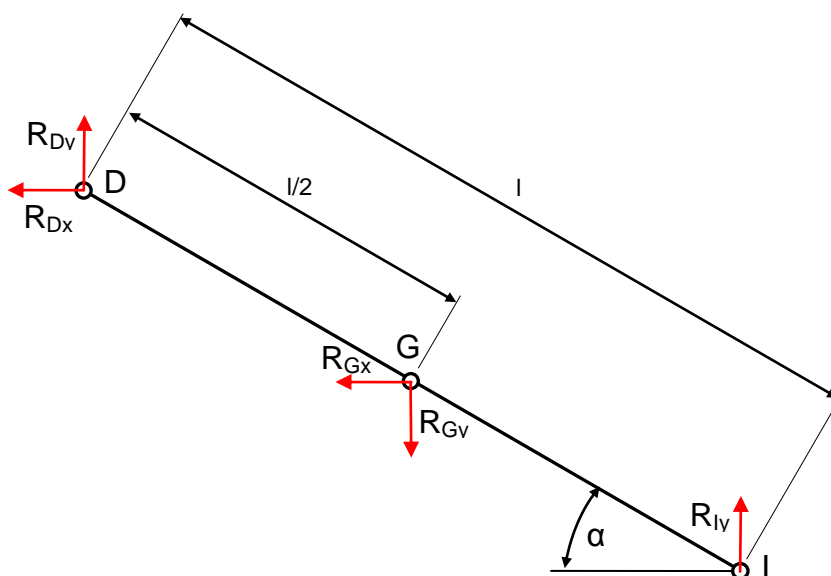
Podmínky statické rovnováhy členu 5:

$$\leftarrow \sum F_x = 0: -R_{Hx} - R_{Gx} - R_{Fx} = 0 \text{ [N]} \quad (11)$$

$$\uparrow \sum F_y = 0: R_{Hy} + R_{Gy} + R_{Fy} = 0 \text{ [N]} \quad (12)$$

$$\curvearrowright \sum M_H = 0: -R_{Gy} \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{l}{2}\right) - R_{Fy} \cdot \cos \alpha \cdot (l) + R_{Gx} \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{l}{2}\right) + R_{Fx} \cdot \sin \alpha \cdot (l) = 0 \text{ [Nm]} \quad (13)$$

5.3.5 ČLEN 6 - RAMENO



Obr. 23 Rozložení sil na členu 6.

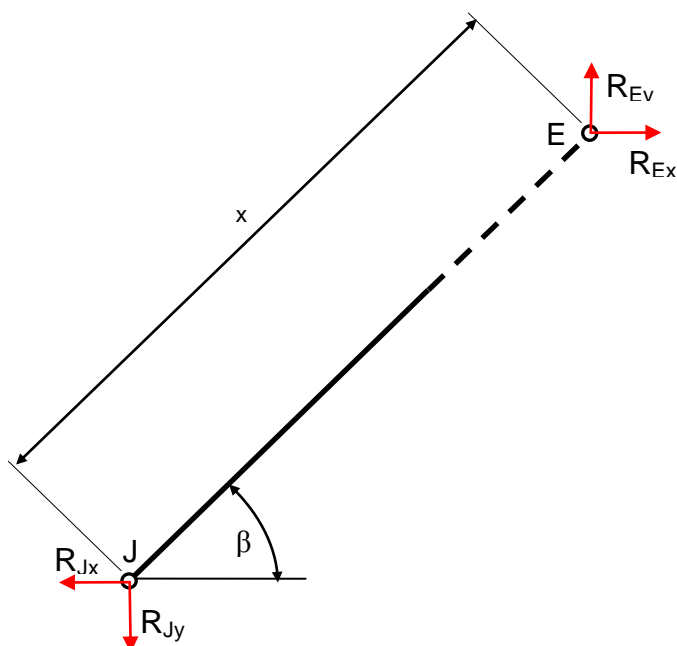
Podmínky statické rovnováhy členu 6:

$$\leftarrow \sum F_x = 0: R_{Dx} + R_{Gx} = 0 [N] \quad (14)$$

$$\uparrow \sum F_y = 0: R_{Dy} - R_{Gy} + R_{Iy} = 0 [N] \quad (15)$$

$$\cup \sum M_I = 0: R_{Dy} \cdot \cos \alpha \cdot (l) - R_{Gy} \cdot \cos \alpha \cdot \left(\frac{l}{2}\right) - R_{Gx} \cdot \sin \alpha \cdot \left(\frac{l}{2}\right) - R_{Dx} \cdot \sin \alpha \cdot (l) = 0 [Nm] \quad (16)$$

5.3.6 ČLEN 7 - HYDRAULICKÝ VÁLEC



Obr. 24 Rozložení sil na členu 7.

Podmínky statické rovnováhy členu 7:

$$\leftarrow \sum F_x = 0: R_{Jx} - R_{Ex} = 0 [N] \quad (17)$$

$$\uparrow \sum F_y = 0: R_{Ey} - R_{Jy} = 0 [N] \quad (18)$$

$$\cup \sum M_J = 0: R_{Ex} \cdot \sin \beta \cdot (x) - R_{Ey} \cdot \cos \beta \cdot (x) = 0 [Nm] \quad (19)$$

5.4 STATICKÝ ROZBOR

Neznámé parametry:

$$NP = \{R_{Ax}, R_{Ay}, R_{By}, R_{Cx}, R_{Cy}, R_{Dx}, R_{Dy}, R_{Ex}, R_{Ey}, R_{Fx}, R_{Fy}, R_{Gx}, R_{Gy}, R_{Hx}, R_{Hy}, R_{Jx}, R_{Jy}, R_{Ix}\}$$

Počet neznámých parametrů $\mu=18$

Počet použitelných rovnic statiky $\nu=18$

Podmínka statické určitosti je splněna.

5.5 MATICOVÉ ŘEŠENÍ SOUSTAVY ROVNIC STATIKY

Po uvolnění všech členů jsme získali osmnáct rovnic o osmnácti neznámých.

Rovnice jsou zapsány do matic podle tvaru:

$$A_M \cdot x_m = b_m \quad (20)$$

A_M - matice 18x18 obsahující levé strany rovnic bez neznámých parametrů

x_m - sloupcová matice 18x1 s neznámými parametry

b_m - sloupcová matice 18x1 se známými parametry pravých stran rovnic

Rovnice (20) po úpravě:

$$x_m = b_m \cdot A_M^{-1}$$

A_M^{-1} - inverzní matice k matici A_M

5.5.1 DOSAZENÍ DO MATICOVÉHO TVARU

$$A_M = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos \alpha \cdot l & -\cos \alpha \cdot (l/2) & \sin \alpha \cdot (l/2) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\cos \alpha \cdot l & 0 & -\cos \alpha \cdot (l/2) & -\sin \alpha \cdot (l/2) & 0 & 0 & -\sin \alpha \cdot (l_H) & -\cos \alpha \cdot (l_H) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin \alpha \cdot l & -\cos \alpha \cdot l & -\cos \alpha \cdot (l/2) & \sin \alpha \cdot (l/2) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin \alpha \cdot l & \cos \alpha \cdot l & 0 & 0 & 0 & 0 & -\cos \alpha \cdot (l/2) & -\sin \alpha \cdot (l/2) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin \beta \cdot x & -\cos \beta \cdot x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$x_m = \begin{bmatrix} R_{Ax} \\ R_{Ay} \\ R_{By} \\ R_{Cy} \\ R_{Cx} \\ R_{Dx} \\ R_{Dy} \\ R_{Ex} \\ R_{Ey} \\ R_{Fx} \\ R_{Fy} \\ R_{Gy} \\ R_{Gx} \\ R_{Hx} \\ R_{Hy} \\ R_{Ix} \\ R_{Jx} \\ R_{Jy} \end{bmatrix} \quad b_m = \begin{bmatrix} 0 \\ F_1 + F_2 \\ F_1 \cdot a - F_2 \cdot (b + c) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

5.5.2 VÝSLEDKY ŘEŠENÍ SOUSTAVY ROVNIC V MATICOVÉM TVARU

Vzhledem ke složitosti výpočtu jsou uvedeny pouze výsledky reakcí v mechanismu pro krajní polohy. Krajní polohou je myšlen minimální zdvih nůžkového mechanismu 250mm a maximální zdvih 1000mm. Po dosazení číselných hodnot do maticového tvaru je samotný výpočet proveden v počítačovém programu Matice 2.2.0 .

5.5.2.1 VÝSLEDKY PRO ZDVIH 250 mm

R_{Ax}	0,0 N
R_{Ay}	7931,5 N
R_{By}	6068,5 N
R_{Cy}	12084,8 N
R_{Cx}	418,3 N
R_{Dx}	-418,3 N
R_{Dy}	6016,3 N
R_{Ex}	-103733,6 N
R_{Ey}	-27019,0 N
R_{Fx}	104151,9 N
R_{Fy}	7002,7 N
R_{Gy}	11980,2 N
R_{Gx}	418,3 N
R_{Hx}	-103733,6 N
R_{Hy}	-18983,0 N
R_{Ix}	5964,0 N
R_{Ix}	-103733,6 N
R_{Jy}	-27019,0 N

Tab. 1 Tabulka výsledných reakcí pro zdvih 250 mm.

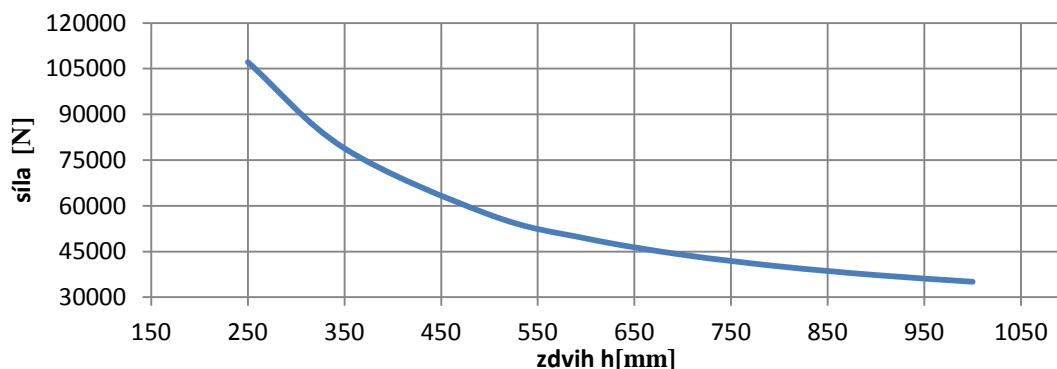
5.5.2.2 VÝSLEDKY PRO ZDVIH 1000mm

R_{Ax}	0,0 N
R_{Ay}	7048,5 N
R_{By}	6951,5 N
R_{Cy}	13887,4 N
R_{Cx}	-27 N
R_{Dx}	27 N
R_{Dy}	6935,9 N
R_{Ex}	-22471,7 N
R_{Ey}	-26990 N
R_{Fx}	22498,6 N
R_{Fy}	6054,1 N
R_{Gy}	13856,3 N
R_{Gx}	-27 N
R_{Hx}	-22471,7 N
R_{Hy}	19910,3 N
R_{Iy}	6920,3 N
R_{Ix}	-22471,7 N
R_{Jy}	26990 N

Tab. 2 Tabulka výsledných reakcí pro zdvih 1000 mm.

5.5.3 ZÁVISLOST ZATÍŽENÍ PŘÍMOČARÉHO HYDRAULICKÉHO VÁLCE NA ZDVIHU NŮŽKOVÉHO MECHANISMU

Řešením soustavy rovnic v maticovém tvaru pro různé hodnoty zdvihu je vypočtena potřebná síla od hydraulického válce k udržení mechanismu v dané poloze. Závislost zatížení na zdvihu je znázorněna v grafu.



Obr. 25 Graf závislosti zatížení hydromotoru na zdvihu mechanismu.

Z grafu je patrné, že potřebná síla hydraulického válce s rostoucí hodnotou zdvihu klesá. Dále je patrné, že největší zatížení hydraulického válce je při zdvihu 250 mm.

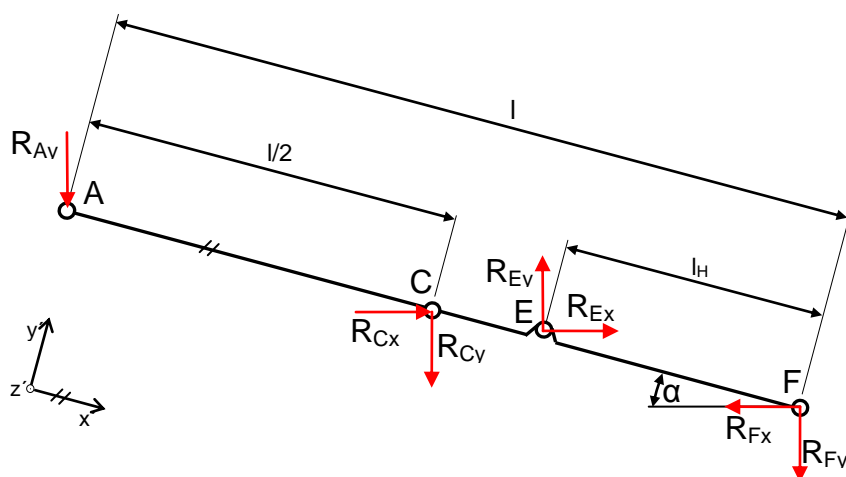
6 VNITŘNÍ STATICKÉ ÚČINKY

Výpočet výsledných vnitřních statických účinků (VSÚ) budou pro ilustraci uvedeny pouze na členech 4, 7 (hydraulický válec) a 2 (horní ložný rám). Členy budou při výpočtu v poloze největšího zatížení.

6.1 VSÚ NA ČLENU 4

Člen 4 v poloze odpovídající zdvihu mechanismu 250mm.

6.1.1 SKUTEČNÁ ORIENTACE SIL NA ČLENU 4 DLE MATICOVÉHO VÝPOČTU



Obr. 26 Skutečná orientace sil na členu 4.

6.1.2 ROZKLAD SIL ČLENU 4 DO LOKÁLNÍHO SOUŘADNICOVÉHO SYSTÉMU (x' , y' , z')

$$R_{Ay} = 7931,5 \text{ [N]}$$

$$R_{Ayx'} = R_{Ay} \cdot \sin \alpha = 7931,5 \cdot \sin 7,1^\circ = 980,3 \text{ [N]} \quad (21)$$

$$R_{Ayy'} = R_{Ay} \cdot \cos \alpha = 7931,5 \cdot \cos 7,1^\circ = 7870,2 \text{ [N]} \quad (22)$$

$$R_{Cy} = 12\,084,8 \text{ [N]}$$

$$R_{Cyx'} = R_{Cy} \cdot \sin \alpha = 12\,084,8 \cdot \sin 7,1^\circ = 1493,7 \text{ [N]} \quad (23)$$

$$R_{Cyy'} = R_{Cy} \cdot \cos \alpha = 12\,084,8 \cdot \cos 7,1^\circ = 11\,992,1 \text{ [N]} \quad (24)$$

$$R_{Cx} = 418,3 \text{ [N]}$$

$$R_{Cxx'} = R_{Cx} \cdot \cos \alpha = 418,3 \cdot \cos 7,1^\circ = 415,1 \text{ [N]} \quad (25)$$

$$R_{Cxy'} = R_{Cx} \cdot \sin \alpha = 418,3 \cdot \sin 7,1^\circ = 51,7 \text{ [N]} \quad (26)$$

$$R_{Ey} = 27019 \text{ [N]}$$

$$R_{Eyx'} = R_{Ey} \cdot \sin \alpha = 27019 \cdot \sin 7,1^\circ = 3339,6 \text{ [N]} \quad (27)$$

$$R_{Eyy'} = R_{Ey} \cdot \cos \alpha = 27019 \cdot \cos 7,1^\circ = 26\,811,8 \text{ [N]} \quad (28)$$

$$R_{Ex} = 103733,6 \text{ [N]}$$

$$R_{Exx'} = R_{Ex} \cdot \cos \alpha = 103733,6 \cdot \cos 7,1^\circ = 102\,938,2 \text{ [N]} \quad (29)$$

$$R_{Exy'} = R_{Ex} \cdot \sin \alpha = 103733,6 \cdot \sin 7,1^\circ = 12\,821,6 \text{ [N]} \quad (30)$$

$$R_{Fy} = 7002,7 \text{ [N]}$$

$$R_{Fyx'} = R_{Fy} \cdot \sin \alpha = 7002,7 \cdot \sin 7,1^\circ = 865,5 \text{ [N]} \quad (31)$$

$$R_{Fyy'} = R_{Fy} \cdot \cos \alpha = 7002,7 \cdot \cos 7,1^\circ = 6949 \text{ [N]} \quad (32)$$

$$R_{Fx} = 104\,151,9 \text{ [N]}$$

$$R_{Fxx'} = R_{Fx} \cdot \cos \alpha = 104\,151,9 \cdot \cos 7,1^\circ = 103\,353,3 \text{ [N]} \quad (33)$$

$$R_{Fxy'} = R_{Fx} \cdot \sin \alpha = 104\,151,9 \cdot \sin 7,1^\circ = 12\,873,3 \text{ [N]} \quad (34)$$

6.1.3 PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU NA ČLENU 4

Výpočet prováděn z levé strany:

$$M'_{4A} = 0 \text{ [Nm]} \quad (35)$$

$$M'_{4C} = -R_{Ayy'} \cdot \left(\frac{l}{2}\right) = -7870,2 \cdot 0,5 = -3935,1 \text{ [Nm]} \quad (36)$$

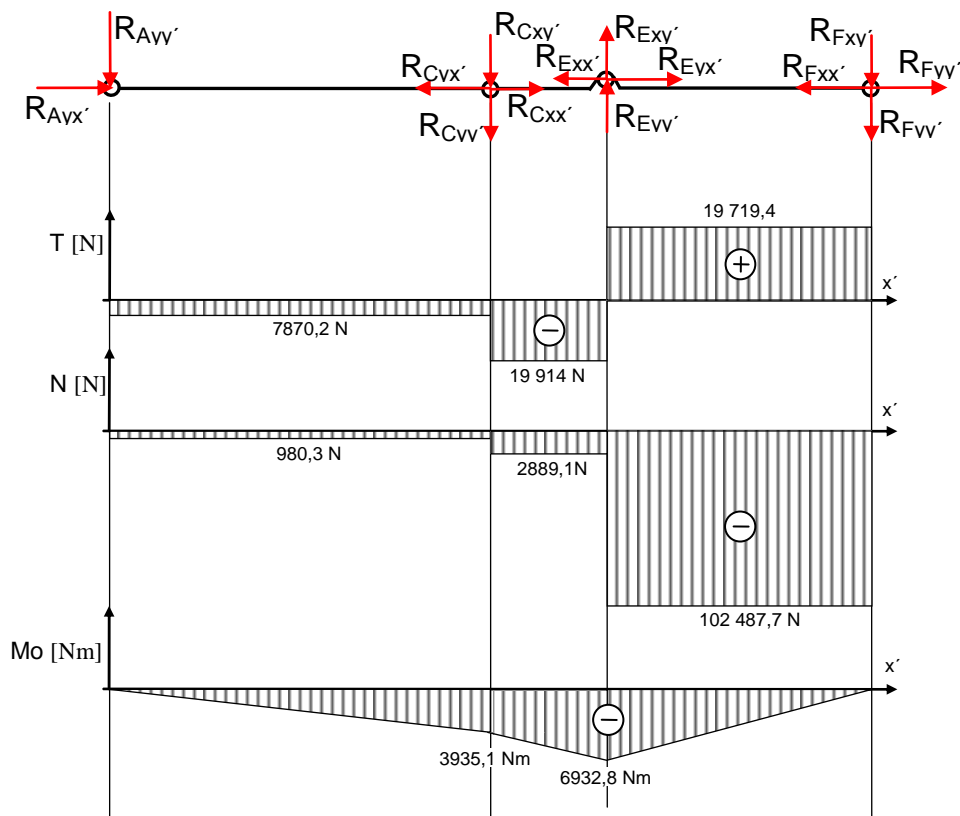
$$M'_{4E} = -R_{Ayy'} \cdot (l - l_H) - (R_{Cyy'} + R_{Cxy'}) \cdot \left(\frac{l}{2} - l_h\right) \quad (37)$$

$$M'_{4E} = -7870,2 \cdot 0,65 - 12043,8 \cdot 0,15 = -6932,8 \text{ [Nm]}$$

Výpočet prováděn z pravé strany:

$$M'_{4E} = -(R_{Fyy'} + R_{Fxy'}) \cdot (l_H) = -19583,6 \cdot 0,35 = -6932,8 \text{ [Nm]} \quad (38)$$

6.1.4 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY ČLENU 4

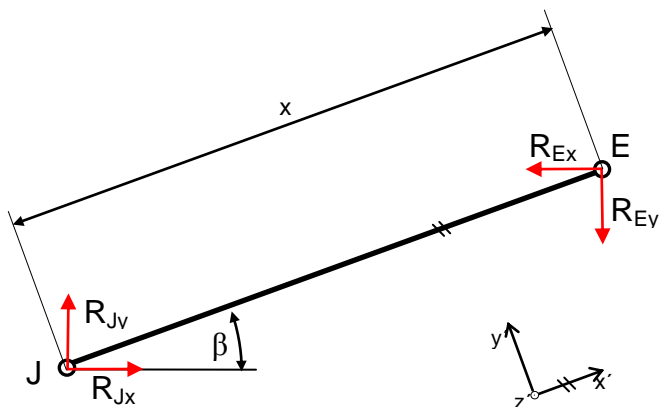


Obr. 27 Výsledné silové účinky členu 4 rozložené do lokálního souřadného systému (x', y', z') a průběh normálových, tečných sil a ohybového momentu.

6.2 VSÚ NA ČLENU 7 (HYDRAULICKÝ VÁLEC)

Člen 7 v poloze odpovídající zdvihu mechanismu 250mm.

6.2.1 SKUTEČNÁ ORIENTACE SIL NA ČLENU 7 DLE MATICOVÉHO VÝPOČTU



Obr. 28 Skutečná orientace sil na členu 7.

6.2.2 ROZKLAD SIL ČLENU 7 DO LOKÁLNÍHO SOUŘADNICOVÉHO SYSTÉMU (x', y', z')

$$R_{Jy} = 27019 \text{ [N]}$$

$$R_{Jyx'} = R_{Jy} \cdot \sin \beta = 27\,019 \cdot \sin 14,6^\circ = 6810,6 \text{ [N]} \quad (39)$$

$$R_{Jyy'} = R_{Jy} \cdot \cos \beta = 27\,019 \cdot \cos 14,6^\circ = 26\,146,5 \text{ [N]} \quad (40)$$

$$R_{Jx} = 103\,733,6 \text{ [N]}$$

$$R_{Jxx'} = R_{Jx} \cdot \cos \beta = 103\,733,6 \cdot \cos 14,6^\circ = 100\,384 \text{ [N]} \quad (41)$$

$$R_{Jxy'} = R_{Jx} \cdot \sin \beta = 103\,733,6 \cdot \sin 14,6^\circ = 26\,146,5 \text{ [N]} \quad (42)$$

$$R_{Ey} = 27019 \text{ [N]}$$

$$R_{Eyx'} = R_{Ey} \cdot \sin \beta = 27\,019 \cdot \sin 14,6^\circ = 6810,6 \text{ [N]} \quad (43)$$

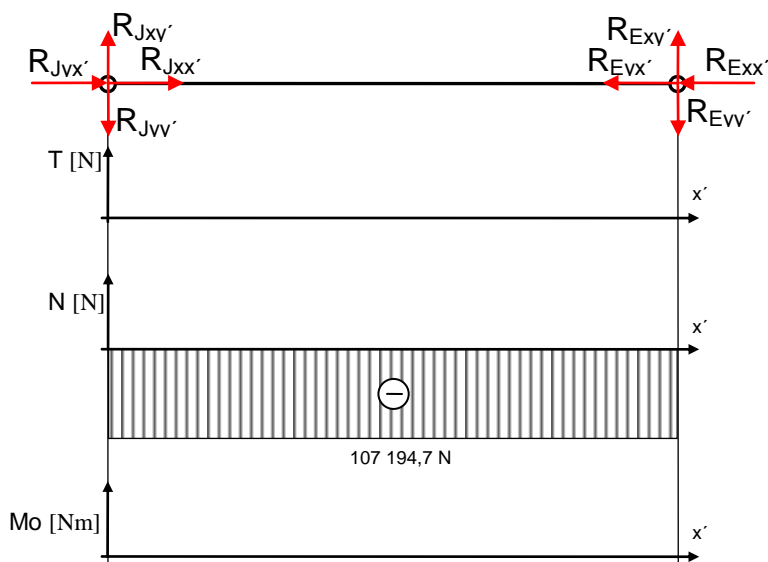
$$R_{Eyy'} = R_{Ey} \cdot \cos \beta = 27\,019 \cdot \cos 14,6^\circ = 26\,146,5 \text{ [N]} \quad (44)$$

$$R_{Ex} = 103\,733,6 \text{ [N]}$$

$$R_{Exx'} = R_{Ex} \cdot \cos \beta = 103\,733,6 \cdot \cos 14,6^\circ = 100\,384 \text{ [N]} \quad (45)$$

$$R_{Exy'} = R_{Ex} \cdot \sin \beta = 103\,733,6 \cdot \sin 14,6^\circ = 26\,146,5 \text{ [N]} \quad (46)$$

6.2.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY ČLENU 7



Obr. 29 Výsledné silové účinky členu 7 rozložené do lokálního souřadného systému (x', y', z') a průběh normálových, tečných sil a ohybového momentu.

Z průběhu vnitřních statických účinků je zřejmé, že hydromotor je zatížen pouze normálovou silou.

6.3 VSÚ NA ČLENU 2 (HORNÍ LOŽNÝ RÁM)

Člen 2 v poloze odpovídající zdvihu mechanismu 1000mm.

6.3.1 SKUTEČNÁ ORIENTACE SIL NA ČLENU 2 DLE MATICOVÉHO VÝPOČTU

Skutečná orientace sil dle maticového výpočtu zůstává nezměněna a je uvedena v kapitole 5.3.1

6.3.2 PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU NA ČLENU 2

Výpočet prováděn z levé strany:

$$M_{2A} = -F_1 \cdot a = -8400 \cdot 0,25 = -2100 \text{ [Nm]} \quad (47)$$

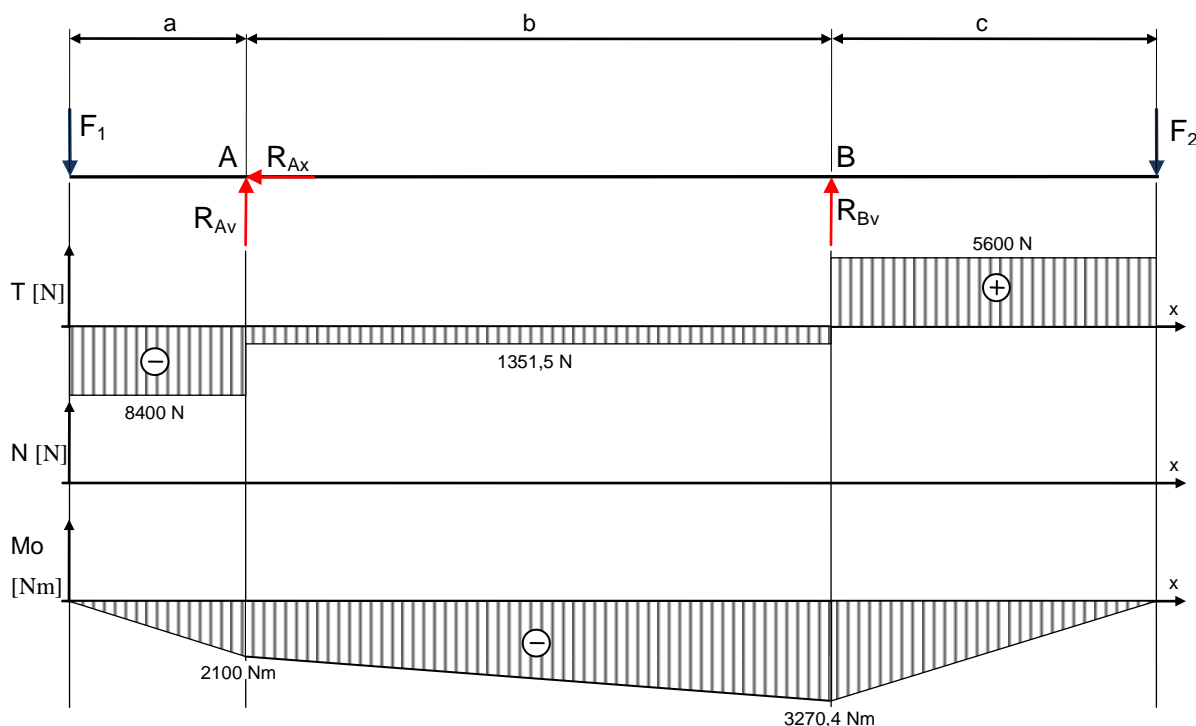
$$M_{2B} = -F_1 \cdot (a + b) + R_{Ay} \cdot b \quad (48)$$

$$M_{2B} = -8400 \cdot (0,25 + 0,866) + 7048,5 \cdot 0,866 = -3270,4 \text{ [Nm]}$$

Výpočet prováděn z pravé strany:

$$M_{2B} = -F_1 \cdot b = -5600 \cdot 0,584 = -3270,4 \text{ [Nm]} \quad (49)$$

6.3.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY ČLENU 2



Obr. 30 Průběh normálových, tečných sil a ohybového momentu na členu 2.

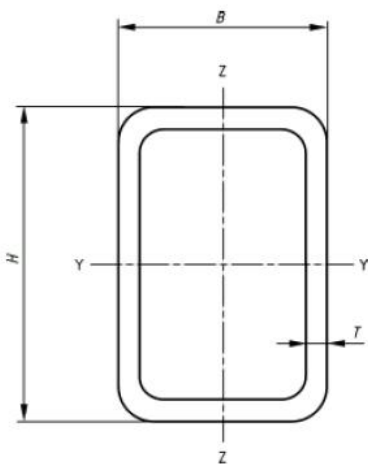
7 NÁVRH PROFILŮ NŮŽKOVÉ PLOŠINY

7.1 NÁVRH PROFILU RAMEN NŮŽKOVÉHO MECHANISMU

Maximální ohybový moment v celé soustavě působí na člen 4. V místě uchycení oka pístnice hydraulického válce působí ohybový moment $M'_{4E}=6932,8$ Nm a maximální normálová síla 102 487,7 N. Podle těchto maximálních hodnot budeme navrhovat průřez všech ramen mechanismu.

Volím profil uzavřený svařovaný s obdélníkovým průřezem 120x80x8

ČSN EN 10219-2 Materiál: ocel 11 375



Výška profilu H	120 mm
Šířka profilu B	80 mm
Tloušťka profilu t	8 mm
Plocha průřezu S_n	27,24 cm ²
Kvadratický moment průřezu k ose y J_{yy}	475,83 cm ⁴
Kvadratický moment průřezu k ose z J_{zz}	251,66 cm ⁴
Pružný modul průřezu k ose y W_{oy}	79,31 cm ³
Pružný modul průřezu k ose z W_{oz}	62,92 cm ³
Hmotnost	20,97 kg/m

Obr. 31 Průřez profilu.[22] Tab. 3 Parametry obdélníkového profilu 120x80x8. [22]

7.1.1 VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ

Dovolené napětí v ohybu pro míjivé zatížení materiálu 11 375 $\sigma_{ODOV} = 70 - 105$ MPa

Dovolené napětí je uvedeno pro běžné případy zatížení, pro součinitele bezpečnosti 1,5 až 2. [3] str. 54

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} \leq \sigma_{ODOV} \quad (50)$$

$$\sigma_O = \frac{M'_{4E}}{W_{Oy}} = \frac{6932,8}{79,31 \cdot 10^{-6}} = 87,4 \text{ MPa} \quad (51)$$

$$\sigma_O \leq \sigma_{ODOV} \quad (52)$$

Zvolený profil vyhovuje.

7.1.2 VÝPOČET NORMÁLOVÉHO NAPĚTÍ

Dovolené napětí v tahu/tlaku pro míjivé zatížení materiálu 11 375

$\sigma_{nDOV} = 65 - 95 \text{ MPa}$. Dovolené napětí je uvedeno pro běžné případy zatížení, pro součinitele bezpečnosti 1,5 až 2. [3] str. 54

$$\sigma_n = \frac{N}{S} \leq \sigma_{nDOV} \quad (53)$$

$$\sigma_n = \frac{N_{4max}}{S_n} = \frac{102\,487,7}{27,24 \cdot 10^2} = 37,6 \text{ MPa} \quad (54)$$

$$\sigma_n \leq \sigma_{nDOV} \quad (55)$$

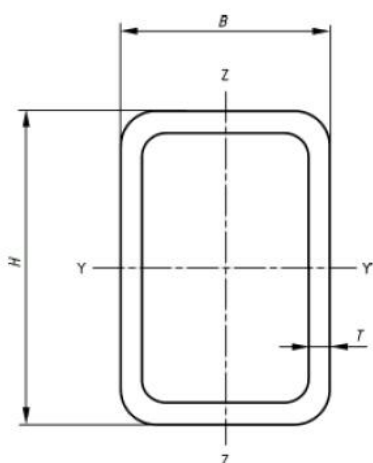
Zvolený profil vyhovuje.

7.2 VOLBA PROFILU HORNÍHO LOŽNÉHO RÁMU

Podélník horního ložného rámu je namáhán pouze ohybovým momentem. Největší ohybový moment na horní rám působí při zdvihu mechanismu 1000mm. Maximální ohybový moment na členu 2 v bodě B $M_{2B}=3270 \text{ Nm}$.

Volím profil uzavřený svařovaný s obdélníkovým průřezem 100x60x6

ČSN EN 10219-2 Materiál: ocel 11 375



Výška profilu H	100 mm
Šířka profilu B	60 mm
Tloušťka profilu t	6 mm
Plocha průřezu S_n	16,80 cm ²
Kvadratický moment průřezu k ose y J_{yy}	205,30 cm ⁴
Kvadratický moment průřezu k ose z J_{zz}	91,20 cm ⁴
Pružný modul průřezu k ose y W_{oy}	41,06 cm ³
Pružný modul průřezu k ose z W_{oz}	30,40 cm ³
Hmotnost	12,94 kg/m

Obr. 32 Průřez profilu. [22] Tab. 4 Parametry obdélníkového profilu 100x60x6. [22]

7.2.1 VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ

Dovolené napětí v ohybu pro míjivé zatížení materiálu 11 375 $\sigma_{ODOV} = 70 - 105 \text{ MPa}$

Dovolené napětí je uvedeno pro běžné případy zatížení, pro součinitele bezpečnosti 1,5 až 2. [3] str. 54

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} \leq \sigma_{ODOV} \quad (56)$$

$$\sigma_O = \frac{M'_{2B}}{W_{Oy}} = \frac{3270}{41,06 \cdot 10^{-6}} = 79,6 \text{ MPa} \quad (57)$$

$$\sigma_O \leq \sigma_{ODOV} \quad (58)$$

Zvolený profil vyhovuje.

8 NÁVRH PRŮMĚRU ČEPY RAMEN MECHANISMU

8.1 VÝPOČET SMYKOVÝCH SIL PŮSOBÍCÍCH NA ČEPY

Vycházíme z předpokladu, že čepy jsou nejvíce namáhány při minimálním zdvihu mechanismu 250mm. Pro výpočet je nejprve nutno podle vztahu (59) vypočítat výslednou smykovou sílu působící na čep.

$$R_F = \sqrt{R_{Lx}^2 + R_{Ly}^2} \quad (59)$$

Kde R_F je výsledná síla působící v bodě L

$$R_F = \sqrt{104\,151,9^2 + 7002^2} \quad (60)$$

$$R_F = 104\,387 \text{ N}$$

Postup výpočtu ostatních výslednic je totožný, proto jsou výsledky rovnou uvedeny v tabulce.

Síla	Velikost [N]	Síla	Velikost [N]
R_A	7931,5	R_F	104387
R_B	6068,5	R_G	11987,5
R_C	12092,1	R_H	105456,2
R_D	6030,8	R_I	5964,2
R_E	107194,6	R_J	107194,6

Tab. 5 Výsledné smykové síly působící na čepy.

Průměry čepů budou navrhovány pouze pro místa F a H. V těchto místech působí největší smykové síly. Čepy v ostatních místech A,C,D a G budou stejného průměru. Čepy v místě E a J (uložení hydraulického válce) budou zvoleny podle průměru ok.

8.2 NÁVRH PRŮMĚRU ČEPU

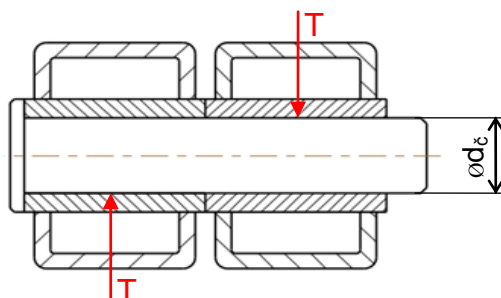
Předběžně volíme čep o průměru 40mm vyroben z oceli 11 600.

Dovolené napětí ve smyku pro ocel 11 600 $\tau_{DOV} = 65 - 105 \text{ MPa}$.

Dovolený styčný tlak materiálu čepu 11 600 je 110 - 165 MPa.

Dovolené napětí je uvedeno pro běžné případy zatížení, pro součinitele bezpečnosti 1,5 až 2. [3] str. 54

8.3 KONTROLA ČEPŮ NA STŘIH



Obr. 33 Zatížení čepu ramene smykovou silou.

8.3.1 KONTROLA ČEPU V MÍSTĚ F

$$\tau = \frac{T}{S} \leq \tau_{DOV} \quad (61)$$

$$\tau = \frac{R_F}{S_{\zeta}} = \frac{4 \cdot R_F}{\pi \cdot d_{\zeta}^2} = \frac{4 \cdot 104\,387}{\pi \cdot 0,04^2} = 83,1 \text{ MPa} \quad (62)$$

$$\tau < \tau_{DOV} \quad (63)$$

Čep kontrolovaný na střih v místě F vyhovuje.

8.3.2 KONTROLA ČEPU V MÍSTĚ H

$$\tau = \frac{T}{S} \leq \tau_{DOV} \quad (64)$$

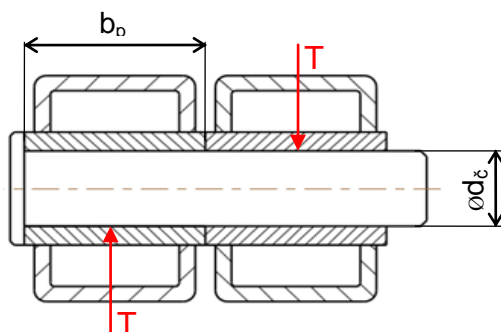
$$\tau = \frac{R_H}{S_{\zeta}} = \frac{4 \cdot R_H}{\pi \cdot d_{\zeta}^2} = \frac{4 \cdot 105\,456,2}{\pi \cdot 0,04^2} = 83,9 \text{ MPa} \quad (65)$$

$$\tau < \tau_{DOV} \quad (66)$$

Čep kontrolovaný na střih v místě H vyhovuje.

8.4 KONTROLA ČEPŮ NA OTLAČENÍ

Čep je uložen v pouzdrech, které jsou přivařeny k profilu ramene mechanismu.



Obr. 34 Zatížení čepu ramene smykovou silou.

8.4.1 KONTROLA ČEPU V MÍSTĚ F

$$p_S = \frac{T}{d \cdot b} \leq p_{S\,DOV} \quad (67)$$

$$p_S = \frac{R_F}{d_{\zeta} \cdot b_p} = \frac{104\,387}{(88 \cdot 40) \cdot 10^{-6}} = 29,7 \text{ MPa} \quad (68)$$

$$p_S < p_{S\,DOV} \quad (69)$$

Čep kontrolovaný na otláčení v místě F vyhovuje.

8.4.2 KONTROLA ČEPU V MÍSTĚ H

$$p_S = \frac{T}{d \cdot b} \leq p_{S\ DOV} \quad (70)$$

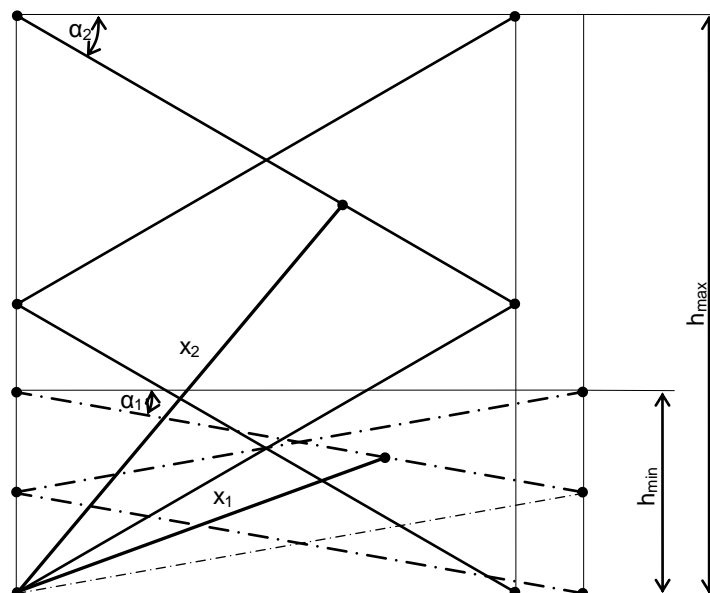
$$p_S = \frac{R_H}{d_\xi \cdot b_p} = \frac{105\,456,2}{(88 \cdot 40) \cdot 10^{-6}} = 29,7\ MPa \quad (71)$$

$$p_S < p_{S\ DOV} \quad (72)$$

Čep kontrolovaný na otláčení v místě H vyhovuje.

9 PARAMETRY HYDRAULICKÝCH VÁLCŮ

9.1 KINEMATICKÉ SCHÉMA PRO VÝPOČET ZDVIHU HYDROMOTORU



Obr. 35 Kinematické schéma pro výpočet zdvihu hydraulického válce.

$$h_{\min} = 250\text{ mm}$$

$$h_{\max} = 1000\text{ mm}$$

$$\alpha_1 = 7,1^\circ$$

$$\alpha_2 = 30^\circ$$

$$l = 1000\text{ mm}$$

$$l_H = 350\text{ mm}$$

9.2 VÝPOČET ZDVIHU HYDRAULICKÝCH VÁLCŮ

Délka x_1 odpovídá požadované délce hydromotoru se zasunutou pístnicí.

$$x_1 = \sqrt{[(l - l_H) \cdot \cos \alpha_1]^2 + \left[\left(\frac{h_{min}}{2}\right) + (l_H) \cdot \sin \alpha_1\right]^2} \quad (73)$$

$$x_1 = \sqrt{((1000 - 350) \cdot \cos 7,1^\circ)^2 + \left[\left(\frac{250}{2}\right) + (350) \cdot \sin 7,1^\circ\right]^2} = 666,6 \text{ mm}$$

Délka x_2 odpovídá požadované délce hydromotoru s vysunutou pístnicí.

$$x_2 = \sqrt{[(l - l_H) \cdot \cos \alpha_1]^2 + \left[\left(\frac{h_{max}}{2}\right) + (l_H) \cdot \sin \alpha_2\right]^2} \quad (74)$$

$$x_2 = \sqrt{((1000 - 350) \cdot \cos 30^\circ)^2 + \left[\left(\frac{1000}{2}\right) + (350) \cdot \sin 30^\circ\right]^2} = 878,9 \text{ mm}$$

Výpočet požadovaného zdvihu hydromotoru

$$z = x_2 - x_1 = 878,9 - 666,6 = 212,3 \text{ mm} \quad (75)$$

Pro potřebu většího zdvihu nůžkové plošiny navyšujeme hodnotu zdvihu hydraulického válce na **z=250 mm**.

9.3 VOLBA HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Zatížení hydraulického válce (hydromotoru) je největší při zdvihu mechanismu 250mm. Při této poloze působí na hydromotor normálová síla o velikosti 107 194,6 N. Požadovaná vzdálenost mezi oky hydraulického válce při maximálním zdvihu nůžkového mechanismu je 878,9mm. Hydraulické válce jsou použity dva, přičemž každý z nich působí na jednu stranu mechanismu.

Hydraulické válce jsou vybrány z katalogu firmy REROSA-HYDRAULIKA s.r.o. Volím přímočarý hydromotor PLV jednočinný s vedením. Maximální tlak ve válci je 20 MPa, jmenovitý tlak je stanoven výrobcem na hodnotu 16 MPa.

9.3.1 VÝPOČET PRŮMĚRU PÍSTU HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Použijeme rovnici pro výpočet tlaku:

$$p = \frac{F_E}{S_p} \quad (76)$$

Kde p je jmenovitý tlak, F_E je síla působící na hydraulický válec v místě E a S_p je plocha pístu hydraulického válce.

Po úpravě vztahu (76) dostaneme vztah pro výpočet pístu hydromotoru:

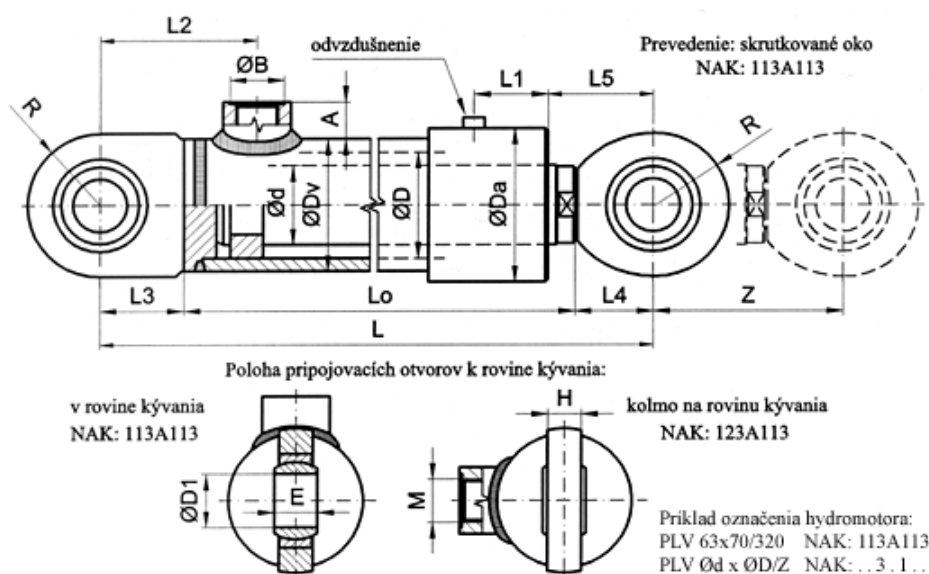
$$d_{píst} = \sqrt{\frac{4 \cdot (R_{Exx'} + R_{Eyx'})}{\pi \cdot p}} \quad (77)$$

$$d_{píst} = \sqrt{\frac{4 \cdot (100\,384 + 6810,6)}{\pi \cdot 16}}$$

$$d_{píst} = 92,36 \text{ mm}$$

Dle katalogu výrobce volíme hydraulický válec o průměru pístu 100 mm.

9.3.2 ROZMĚRY HYDRAULICKÉHO VÁLCE



Obr. 36 Přímočarý hydraulický válec PLV. [23]

Rozměry v mm																		
Ø d	Ø D	Ø Dv	Ø Da	L	Lo	Zmax.dop	L1	L2min.	L3	L4	L5	H	E	Ø D1	M	Ø B	A	R
90	100	115	130	280+Z	163+Z	2000	95	80	57	60	83	24	28	40	27x2	32	19	52

Obr. 37 Tabulka rozměrů hydraulického válce PLV. [23]

Podle údajů v tabulce vyhovuje pístnice hydromotoru na vzpěr do zdvihu 2000 mm.

9.3.3 OZNAČENÍ HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Označení vybraného hydromotoru: **PLV 100x90/250 123A211**

- PLV jednočinný přímočarý hydromotor s vedením
- 100 průměr pístu hydromotoru 100 mm
- 90 průměr pístnice hydromotoru 90 mm
- 250 zdvih hydromotoru 250 mm
- 1 kloubové ložisko v oku zadního víka
- 2 poloha připojovacího otvoru kolmo na rovinu kyvu
- 3 funkce válce - jednostranný jednočinný tlačný
- A základní nátěr
- 2 tlumení v obou koncových polohách
- 1 pístnice standardně chromována ($20\mu\text{m}$)
- 1 ukončení pístnice - svařené oko s kloubovým ložiskem

10 PARAMETRY HYDRAULICKÉHO AGREGÁTU

Pro pohon hydraulických válců je třeba zvolit vhodný hydraulický agregát. Hydraulický agregát by měl být schopen vyvinout tlak 16 MPa a nádrž agregátu by měla disponovat dostatečným využitelným objemem hydraulického oleje.

10.1 VÝPOČET OBJEMU HYDRAULICKÉHO OLEJE PRO PLNÝ ZDVIH HYDROMOTORU

Použijeme rovnici pro výpočet rozdílu objemu oleje ve válcích při dolní a horní poloze pístů hydraulických válců.

$$\Delta V_h = \frac{\pi \cdot d_{pist}^2}{4} \cdot z \cdot n_v \quad (78)$$

Kde d_{pist} je průměr pístu hydraulického válce, z je zdvih válce a n_v je počet použitých hydraulických válců.

$$\Delta V_h = \frac{\pi \cdot 0,100^2}{4} \cdot 0,250 \cdot 2 = 3,927 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (79)$$

10.2 VOLBA HYDRAULICKÉHO AGREGÁTU

Hydraulický agregát je zvolen dle nabídky od firmy AGRO-HYTOS s.r.o.

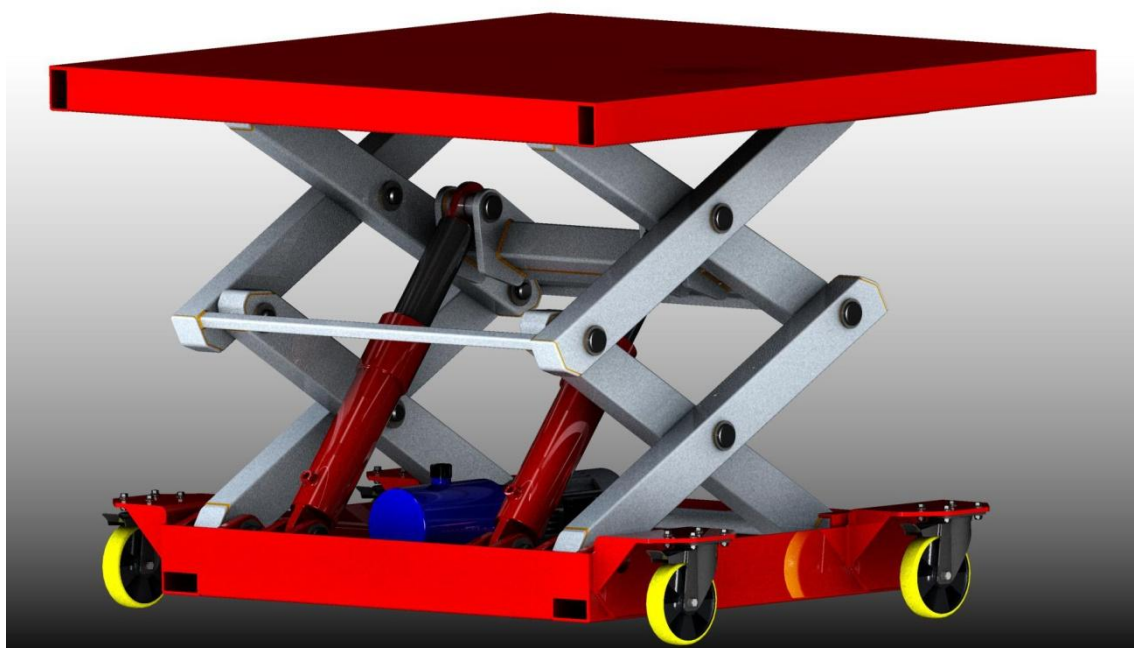
Typový klíč agregátu: **SMA 05-21/26.M-C12-22 S.F-0 0 0 / 2350**

Objemový průtok	6,5 dm ³ ·min ⁻¹
Objem nádrže/využitelný objem nádrže	8 dm ³ / 4,9 dm ³
Druh čerpadla	zubové levotočivé s vnějším ozubením
Maximální tlak	16,5 MPa
Druh elektromotoru	střídavý jednofázový
Napětí elektromotoru	230 V
Kmitočet	50 Hz
Výkon elektromotoru	2,2 kW
Jmenovité otáčky elektromotoru	2810 min ⁻¹
Pracovní kapalina	Minerální olej HL, HLP dle DIN 51524
Pracovní teplota	-25 °C ... +50°C

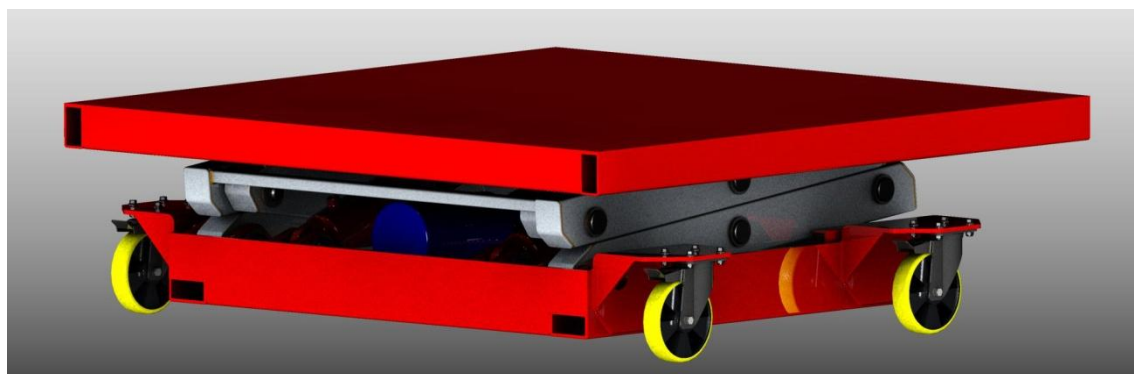
Tab. 6 Parametry hydraulického agregátu. [24]

11 KONSTRUKCE ZDVIHACÍ NŮŽKOVÉ PLOŠINY V 3D CAD PROGRAMU

Kompletní konstrukční návrh je vymodelován v 3D CAD programu *PTC - Creo Elements/Pro 5.0*. Následně je z vytvořeného modelu sestavy a vybraných součástí vygenerována výkresová dokumentace.



Obr. 39 Nůžková plošina při maximálním zdvihu vymodelovaná v programu Creo.



Obr. 40 Nůžková plošina při minimálním zdvihu vymodelovaná v programu Creo.

12 ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se v první části zabývala výčtem možných zdvihacích zařízení pro manipulaci s vozidlem v laboratoři POWERTRAIN. V úvodu práce tedy byly obecně popsány principy a funkce mostového jeřábu, mobilní jednosloupové zdviže a nůžkové zdvihací plošiny. Současně byl proveden rozbor základních částí těchto zdvihacích zařízení, jejich pohonů popř. konstrukčního řešení.

V další části práce bylo uskutečněno porovnání vhodných alternativ a byl proveden výběr nejvhodnějšího řešení, pro následné vytvoření konstrukčního návrhu.

Na základě těchto informací a kritérií zaměřených na vysokou manipulační schopnost, sekundární použití a případnou snadnost konstrukce byla zvolena nůžková zdvihací plošina. Následně byl proveden rozbor konstrukčního řešení s definováním základních parametrů nůžkové plošiny, těmito parametry byla nosnost mechanismu, délka základního rámu, délka ložné plochy, maximální výška plošiny ve sklopeném stavu a minimální zdvih.

Stěžejní část práce byla soustředěna na návrh rozměrových a materiálových parametrů hlavních částí zařízení doplněna o pevnostní výpočty vybraných součástí mechanismu. Nejprve byl proveden statický rozbor základního schématu s následným výpočtem a grafickým znázorněním průběhu vnitřních statických účinků. Pevnostní výpočty byly zaměřeny na kontrolu ohybového a normálového napětí v ramenech nůžkového mechanismu a základním nosném rámu plošiny. Čepy ramen, které umožňují jejich vzájemný rotační pohyb se kontrolovaly na střih a otláčení.

Součástí práce byl návrh adekvátních parametrů přímočarých hydraulických válců. Prvním krokem bylo určení minimálního zdvihu hydraulického válce s pomocí zjednodušeného kinematického schématu mechanismu. Další následoval výpočet minimálního průměru pístu hydraulického válce.

Jako pohon hydraulických válců byl zvolen malý hydraulický agregát s odpovídajícím výkonem, který byl vybaven nádrží o dostatečném objemu hydraulického oleje.

Kompletní konstrukční návrh celého zdvihacího zařízení byl vyhotoven ve 3D CAD programu *PTC - Creo Elements/Pro 5.0*. Na základě modelu konstrukčního vyhotovení byla vygenerována výkresová dokumentace sestavy zdvihací plošiny a vybraných součástí.

Seznam použitých zdrojů

- [1] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů, 1. díl*. 3. doplněné vydání. Liberec: TU v Liberci, 2008. ISBN 978-80-7372-319-4.
- [2] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů, 2. díl*. 3. doplněné vydání. Liberec: TU v Liberci, 2008. ISBN 978-80-7372-320-0.
- [3] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 2. doplněné vydání. Úvaly: ALBRA, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [4] STEHLÍK, Jaroslav. *Zdvihací stroje*. 1. vydání. Liberec: TU v Liberci, 2007. ISBN 978-80-7372-198-5.
- [5] SKOPAL, Vlastimil, ADÁMEK, Jindřich, HOFÍREK, Mojmír. *Stavba a provoz strojů IV*. 1. vydání. Praha: SNTL, 1982.
- [6] ŠVERCL, Josef. *Technické kreslení a deskriptivní geometrie*. 1. vydání. Praha: SCIENTA, 2003. ISBN 80-7138-297-9.
- [7] VRZALA, Rudolf, PETŘÍKOVÁ, Iva. *Mechanika I. Statika*. 1. vydání. Liberec: TU v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-570-9.
- [8] GIGA, s.r.o. Jednonosníkový mostový jeřáb [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupné na Internetu: <<http://www.gigasro.cz/mostove-jeرابы-jednonosnikove.html>>
- [9] Kladkostroj. Dvounosníkový mostový jeřáb [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupné z Internetu: <<http://kladkostroj.info/mostovy-jeراب/>>
- [10] PROLUX GmbH. Hanging frame [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupné z Internetu: <<http://www.prolux-shop.com/de/catalog/product/view/id/22312/s/kombitakler-kt-3e/category/297/>>
- [11] KERNEL. Single post lift [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupné z Internetu: <http://www.kernel-sh.com/products_detail/&productId=e55172e7-579d-4d76-af6c-bd5e2f0a98b1.html>
- [12] POWER JACKS LTD. Screw lift [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupné z Internetu: < <http://www.powerjacks.com/Screw-Jacks-C-Series.php> >
- [13] GESUSA. Elektrohydraulic drive [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupné z Internetu: < http://www.gesusa.com/help_answer.asp?ID=15 >
- [14] LIFTCOMP, a.s. Jednonásobný nůžkový mechanismus [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupné z Internetu: <<http://www.liftcomp.cz/cz/produkty/plosiny/nuzkove/>>

- [15] EDMOLIFT AB. *Double scissor lift table* [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupný z Internetu: <http://www.edmolift.com/en-GB/scissor_lift_table/vertical_double_pair_table/TLD_1000/do.aspx#.UZQQTcqlo88>
- [16] DIRECT INDUSTRY. *Tandem scissor lift table* [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupný z Internetu:< http://www.directindustry.com/tab/scissor-_2.html>
- [17] DIRECT INDUSTRY. *Hydraulic scissor lift table* [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupný z Internetu:< http://img.directindustry.com/images_di/photo-g/hydraulic-scissor-lift-table-4860-2474063.jpg>
- [18] THOMASNET. *Screw scissor lift table* [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupné z Internetu: <<http://cfnewsads.thomasnet.com/images/large/587/587554.jpg>>
- [19] NATIONWIDE. *Pneumatic scissor lift table* [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupné z Internetu: <<http://www.nationwideindustrialsupply.com/departments/lifts/pneumatic-scissor-lifting-tables/>>
- [20] THOMASNET. *Chain scissor lift table* [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupné z Internetu: <<http://cfnewsads.thomasnet.com/images/large/845/845030.jpg>>
- [21] AUTOCARPRO. *Drivetrain testing* [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupné z Internetu: <<http://autocarpro.in/contents/specialReportDetails.aspx?SpecialReportID=119>>
- [22] FERONA, a.s. *Sortimentní katalog* [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupné na Internetu: <<http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php>>
- [23] REROSA-HYDRAULIKA, s.r.o. *Katalog PLV hydromotorů* [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupné na Internetu: <<http://www.rerosa.cz/plvjednocinny.html>>
- [24] AGRO-HYTOS, s.r.o. *Stavebnice hydraulických agregátů* [online]. [cit. 13.5.2013]. Dostupné na Internetu: < <http://argo-hytos.de/cms/website.php?id=cz/products/fluidmotioncontrol/powerpacks.htm>>

Seznam příloh

Výkresová dokumentace:

Výkres sestavení nůžkové plošiny KVM-BP-286-01

Výkres svařovaného spodního rámu KVM-BP-286-02

Digitální příloha:

CD-ROM